

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

КОНТРОЛЬНЫЙ ЛИСТОК
СРОКОВ ВОЗВРАТА

КНИГА ДОЛЖНА БЫТЬ
ВОЗВРАЩЕНА НЕ ПОЗЖЕ
УКАЗАННОГО ЗДЕСЬ СРОКА

Колич. пред. выдач _____

3 ТМО Т. 1 млн. З. 91—82

Г. П. ПАНКРАТОВ

Сборник задач по теплотехнике

ИЗДАНИЕ ВТОРОЕ,
ПЕРЕРЕБОТАННОЕ
И ДОПОЛНЕННОЕ

Допущено
Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебного пособия
для студентов неэнергетических
специальностей вузов



МОСКВА «ВЫСШАЯ ШКОЛА» 1986

ББК 31.3
П16
УДК 621.1.016

Рецензенты: кафедра теплотехники Московского ордена Трудового Красного Знамени технологического института мясной и молочной промышленности (зав. кафедрой проф. С. И. Ноздрин); проф. Г. Н. Делягин (Московский ордена Трудового Красного Знамени инженерно-строительный институт им. В. В. Куйбышева)

Панкратов Г. П.

П16 Сборник задач по теплотехнике: Учеб. пособие для неэнергетич. спец. вузов. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Высш. шк., 1986. — 248 с., ил.

45 к.

Сборник содержит задачи, необходимые для практического усвоения курса «Теплотехника». В каждой главе кроме задач приведены расчетные формулы и пояснения к ним. Все задачи имеют ответы, типовые приведены с решениями.

Второе издание (1-е — 1977 г.) дополнено задачами по золотому излосу и низкотемпературной коррозии, защите окружающей среды от загрязняющих веществ, теплообменным аппаратам, питательным устройствам, вентиляторам. Добавлены новые главы «Теплоснабжение предприятий промышленности» и «Вторичные энергоресурсы».

П 2303010000—127 123—86
001(01)—86

ББК 31.3
6П2.2

Герман Петрович Панкратов

СБОРНИК

ЗАДАЧ

ПО

ТЕПЛОТЕХНИКЕ

Зав. редакцией К. И. Аношина. Редактор Л. Н. Шатунова.
Мл. редакторы Н. М. Иванова, Н. М. Щепина, Художественный редактор Т. А. Дурасова. Технический редактор Э. М. Чижевский.
Корректор Р. К. Косинова

ИБ № 5774

Изд. № ОТ-528 Сдано в набор 26.09.85. Подп. в печать 07.01.86.
Формат 84×108/32 Бум. тип. № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая
Объем 13,02 усл. печ. л. + 0,21 усл. п. л. (вкладка) 13,44 усл. кр.-отт.
12,51 уч. изд. л. + вкладка 0,41 уч.-изд. л. Тираж 30 000 экз. Зак. № 1088
Цена 45 коп.

Издательство «Высшая школа», 101430, Москва, ГСП-4, Неглинная ул., д. 29/14.

Московская типография № 4 «Союзполиграфпром»
при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
129041, Москва, Б. Перяславская, 46

© Издательство «Высшая школа», 1977
© Издательство «Высшая школа», 1986, с изменениями

ПРЕДИСЛОВИЕ

Второе издание сборника задач по теплотехнике («Теплоэнергетические установки») соответствует программе курса «Теплотехника», утвержденной Министерством высшего и среднего специального образования СССР в 1981 г., и предназначено в качестве учебного пособия для студентов неэнергетических специальностей высших учебных заведений.

Курс теплотехники для неэнергетических специальностей вузов является общетехнической дисциплиной, изучающей методы получения и преобразования теплоты, а также принципы действия и конструктивные особенности теплоэнергетических установок. Задачей этого курса является подготовка специалистов, владеющих навыками грамотной эксплуатации теплоэнергетического оборудования.

Теплоэнергетические установки, потребляющие около 1,2 млрд. т условного топлива в год, широко применяются в промышленности, на транспорте и в сельском хозяйстве.

Экономия и рациональное использование топливно-энергетических ресурсов страны, защита окружающей среды от загрязнения — важнейшие народнохозяйственные задачи, изложенные в постановлении ЦК КПСС и Совета Министров СССР от 4 июля 1981 г. Особое значение эти задачи приобретают в свете выполнения Энергетической программы, рассчитанной на длительную перспективу, а их успешное выполнение в значительной мере определяется уровнем теплотехнической подготовки инженерно-технических работников различных отраслей народного хозяйства страны.

Пособие содержит кроме задач основные расчетные формулы и пояснения к ним. К задачам даны ответы, а часть наиболее характерных и сложных задач снабжена подробными решениями. Приведен необходимый для решения задач справочный материал. При составлении задач использована Международная система единиц (СИ).

Автор выражает благодарность рецензентам за ценные замечания, сделанные ими при рецензировании книги.

Автор



ТВЕРДЫЕ, ЖИДКИЕ И ГАЗООБРАЗНЫЕ ТОПЛИВА

§ 1.1. СОСТАВ ТОПЛИВА

Твердые и жидкие топлива состоят из горючих (углерода — С, водорода — Н, летучей серы — $S_{л} = S_{ор} + S_{н}$) и негорючих (азота — N и кислорода — O) элементов и балласта (зола А, влаги — W).

Газообразные топлива состоят из горючих (CO, H₂, CH₄, C_mH_n) и негорючих (N₂, O₂, CO₂) газов и небольшого количества водяного пара (H₂O).

При изучении характеристик твердых и жидких топлив и их состава различают рабочую, горючую и сухую массу. Состав рабочей, горючей и сухой массы обозначается соответственно индексами «р», «г» и «с» и выражается следующими равенствами:

$$C^p + H^p + S_{л}^p + N^p + O^p + A^p + W^p = 100 \% ; \quad (1.1)$$

$$C^g + H^g + S_{л}^g + N^g + O^g = 100 \% ; \quad (1.2)$$

$$C^c + H^c + S_{л}^c + N^c + O^c + A^c = 100 \% . \quad (1.3)$$

В формулах (1.1), (1.2), (1.3) содержание элементов дано в процентах на 1 кг топлива. Коэффициенты пересчета состава топлива из одной массы в другую приведены в табл. 1.1.

Для сланцев состава (C^p , H^p , $S_{л}^p$, N^p , O^p , A^p , W^p) пересчет с рабочей массы на горючую осуществляется с помощью коэффициента

$$K = 100 / [100 - A_{н}^p - W^p - (CO_2)_k^p], \quad (1.4)$$

где $A_{н}^p$ — истинная зольность рабочей массы, %; W^p — влажность рабочей массы, %; $(CO_2)_k^p$ — содержание углекислоты карбонатов, %.

Истинная зольность рабочей массы определяется по формуле

$$A_{н}^p = A^p - [2,5 (S_a^c - S_c^c) + 0,375 S_k^c] \left(\frac{100 - W^p}{100} \right), \quad (1.5)$$

Таблица 1.1

Заданная масса топлива	Коэффициенты пересчета на массу		
	рабочую	горючую	сухую
Рабочая	1	$\frac{100}{100 - (A^p + W^p)}$	$\frac{100}{100 - W^p}$
Горючая	$\frac{100 - (A^p + W^p)}{100}$	1	$\frac{100 - A^c}{100}$
Сухая	$\frac{100 - W^p}{100}$	$\frac{100}{100 - A^c}$	1

где S_a^c — содержание серы в лабораторной золе в процентах к массе топлива; S_c^c — содержание сульфатной серы в топливе, %.

Величина $[2,5 (S_a^c - S_c^c) + 0,375 S_k^c]$ для ленинградских и эстонских сланцев может быть принята равной 2,0, для каширских — 4,1

Пересчет состава (%) рабочей массы топлива при изменении влажности производится по формулам

$$\left. \begin{aligned} C_2^p &= C_1^p \frac{100 - W_2^p}{100 - W_1^p} \\ H_2^p &= H_1^p \frac{100 - W_2^p}{100 - W_1^p} \end{aligned} \right\} \quad (1.6)$$

где W_1^p — начальная влажность топлива, %, W_2^p — конечная влажность топлива, %

Средний состав (%) смеси двух твердых или жидких топлив, заданных массовыми долями, — первого (C_1^p , %; H_1^p , %, ...) и второго (C_2^p , %, H_2^p , %, ...) — определяется по уравнениям:

$$\left. \begin{aligned} C_{см}^p &= b_1 C_1^p + (1 - b_1) C_2^p \\ H_{см}^p &= b_1 H_1^p + (1 - b_1) H_2^p \end{aligned} \right\} \quad (1.7)$$

где массовая доля b_1 одного из топлив в смеси находится по формуле

$$b_1 = B_1 / (B_1 + B_2). \quad (1.8)$$

Здесь B_1 и B_2 — массы топлив, входящих в смесь, кг.

Задача 1.1. Определить состав рабочей массы челябинского угля марки БЗ, если состав его горючей массы: $C^r = 71,1\%$; $H^r = 5,3\%$; $S_{\pi}^r = (S_{op}^r + S_{\kappa}^r) = 1,9\%$; $N^r = 1,7\%$; $O^r = 20,0\%$; зольность сухой массы $A^c = 36\%$ и влажность рабочая $W^p = 18,0\%$.

Решение: Пользуясь коэффициентами пересчета из табл. 1.1, определяем зольность рабочей массы топлива

$$A^p = A^c \frac{100 - W^p}{100} = 36 \frac{100 - 18}{100} = 29,5\%$$

и находим состав рабочей массы топлива:

$$C^p = C^r \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} = 71,1 \frac{100 - (29,5 + 18,0)}{100} = 37,3\%;$$

$$H^p = H^r \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} = 5,3 \frac{100 - (29,5 + 18,0)}{100} = 2,8\%;$$

$$S_{\pi}^p = S_{\pi}^r \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} = 1,9 \frac{100 - (29,5 + 18,0)}{100} = 1,0\%;$$

$$N^p = N^r \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} = 1,7 \frac{100 - (29,5 + 18,0)}{100} = 0,9\%;$$

$$O^p = O^r \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} = 20,0 \frac{100 - (29,5 + 18,0)}{100} = 10,5\%.$$

Для проверки точности вычислений найдем сумму составляющих элементов рабочей массы топлива:

$$C^p + H^p + S_{\pi}^p + N^p + O^p + A^p + W^p = 37,3 + 2,8 + 1,0 + 0,9 + 10,5 + 29,5 + 18,0 = 100\%.$$

Задача 1.2. Определить состав горючей массы кизеловского угля марки Г, если состав его рабочей массы: $C^p = 48,5\%$; $H^p = 3,6\%$; $S_{\pi}^p = 6,1\%$; $N^p = 0,8\%$; $O^p = 4,0\%$; зольность сухой массы $A^c = 33,0\%$ и влажность рабочая $W^p = 6,0\%$.

Ответ: $C^r = 77\%$; $H^r = 5,7\%$; $S_{\pi}^r = 9,7\%$; $N^r = 1,3\%$; $O^r = 6,3\%$.

Задача 1.3. Определить состав рабочей массы кузнецкого угля марки Д, если состав его горючей массы: $C^r = 78,5\%$;

$H^r = 5,6\%$; $S_{\pi}^r = 0,4\%$; $N^r = 2,5\%$; $O^r = 13,0\%$; зольность сухой массы $A^c = 15,0\%$ и влажность рабочая $W^p = 12,0\%$.

Ответ: $A^p = 13,2\%$; $C^p = 58,7\%$; $H^p = 4,2\%$; $S_{\pi}^p = 0,3\%$; $N^p = 1,9\%$; $O^p = 9,7\%$.

Задача 1.4. Определить состав рабочей массы ленинградских сланцев, если состав их горючей массы $C^r = 74,0\%$; $H^r = 9,5\%$; $S_{\pi}^r = 6,1\%$; $N^r = 0,4\%$; $O^r = 10,0\%$; $A^p = 46,0\%$; $W^p = 11,5\%$ и $(CO_2)_{\kappa}^p = 16,4\%$.

Решение: Истинную зольность рабочей массы топлива определяем по формуле (1.5):

$$A_{\pi}^p = A^p - [2,5(S_a^c - S_c^c) + 0,375S_{\kappa}^c] \frac{100 - W^p}{100} = A^p - 2 \frac{100 - W^p}{100} = 46 - 2 \frac{100 - 11,5}{100} = 44,2\%.$$

По формуле (1.4) находим коэффициент пересчета состава топлива с горючей массы на рабочую

$$K = \frac{100 - A_{\pi}^p - W^p - (CO_2)_{\kappa}^p}{100} = \frac{100 - 44,2 - 11,5 - 16,4}{100} = 0,279.$$

Тогда

$$C^p = C^r K = 74,0 \cdot 0,279 = 20,6\%;$$

$$H^p = H^r K = 9,5 \cdot 0,279 = 2,7\%;$$

$$S_{\pi}^p = S_{\pi}^r K = 6,1 \cdot 0,279 = 1,7\%;$$

$$N^p = N^r K = 0,4 \cdot 0,279 = 0,1\%;$$

$$O^p = O^r K = 10,0 \cdot 0,279 = 2,8\%.$$

Проверим точность вычислений:

$$C^p + H^p + S_{\pi}^p + N^p + O^p + A_{\pi}^p + W^p + (CO_2)_{\kappa}^p = 20,6 + 2,7 + 1,7 + 0,1 + 2,8 + 44,2 + 11,5 + 16,4 = 100\%.$$

Задача 1.5. Определить состав горючей массы эстонских сланцев, если состав их рабочей массы: $C^p = 24,1\%$; $H^p = 3,1\%$; $S_{\pi}^p = 1,6\%$; $N^p = 0,1\%$; $O^p = 3,7\%$; $A_{\pi}^p = 40,0\%$; $W^p = 13,0\%$ и $(CO_2)_{\kappa}^p = 14,4\%$.

Ответ: $C^r = 74,0\%$; $H^r = 9,5\%$; $S_{\pi}^r = 4,9\%$; $N^r = 0,3\%$; $O^r = 11,3\%$.

Задача 1.6. В мельнице-вентиляторе подсушивается подмосковный уголь марки Б2 состава: $C^r = 28,7\%$;

$H_1^p = 2,2\%$; $(S_{л}^p)_1 = 2,7\%$; $N_1^p = 0,6\%$; $O_1^p = 8,6\%$; $A_1^p = 25,2\%$; $W_1^p = 32\%$. Определить состав рабочей массы подсушенного топлива, если известно, что влажность топлива после подсушки $W_2^p = 15\%$.

Ответ: $C_2^p = 35,9\%$; $H_2^p = 2,7\%$; $(S_{л}^p)_2 = 3,4\%$; $N_2^p = 0,7\%$; $O_2^p = 10,8\%$; $A_2^p = 31,5\%$.

Задача 1.7. В топке котла сжигается смесь, состоящая из $3 \cdot 10^3$ кг донецкого угля марки Д состава: $C_1^p = 49,3\%$; $H_1^p = 3,6\%$; $(S_{л}^p)_1 = 3,0\%$; $N_1^p = 1,0\%$; $O_1^p = 8,3\%$; $A_1^p = 21,8\%$; $W_1^p = 13,0\%$ и $4,5 \cdot 10^3$ кг донецкого угля марки Г состава: $C_2^p = 55,2\%$; $H_2^p = 3,8\%$; $(S_{л}^p)_2 = 3,2\%$; $N_2^p = 1,0\%$; $O_2^p = 5,8\%$; $A_2^p = 23,0\%$; $W_2^p = 8,0\%$. Определить состав рабочей смеси.

Решение: Массовую долю одного из топлив в смеси определяем по формуле (1.8):

$$b_1 = B_1 / (B_1 + B_2) = 3000 / (3000 + 4500) = 0,4.$$

Состав рабочей смеси находим, пользуясь уравнениями (1.7):

$$C_{см}^p = b_1 C_1^p + (1 - b_1) C_2^p = 0,4 \cdot 49,3 + 0,6 \cdot 55,2 = 52,8\%;$$

$$H_{см}^p = b_1 H_1^p + (1 - b_1) H_2^p = 0,4 \cdot 3,6 + 0,6 \cdot 3,8 = 3,7\%;$$

$$(S_{л}^p)_{см} = b_1 (S_{л}^p)_1 + (1 - b_1) (S_{л}^p)_2 = 0,4 \cdot 3,0 + 0,6 \cdot 3,2 = 3,1\%;$$

$$N_{см}^p = b_1 N_1^p + (1 - b_1) N_2^p = 0,4 \cdot 1,0 + 0,6 \cdot 1,0 = 1,0\%;$$

$$O_{см}^p = b_1 O_1^p + (1 - b_1) O_2^p = 0,4 \cdot 8,3 + 0,6 \cdot 5,8 = 6,8\%;$$

$$A_{см}^p = b_1 A_1^p + (1 - b_1) A_2^p = 0,4 \cdot 21,8 + 0,6 \cdot 23 = 22,6\%;$$

$$W_{см}^p = b_1 W_1^p + (1 - b_1) W_2^p = 0,4 \cdot 13,0 + 0,6 \cdot 8,0 = 10,0\%.$$

Проверим точность вычислений:

$$C_{см}^p + H_{см}^p + (S_{л}^p)_{см} + N_{см}^p + O_{см}^p + A_{см}^p + W_{см}^p = 52,8 + 3,7 + 3,1 + 1,0 + 6,8 + 22,6 + 10,0 = 100\%.$$

Задача 1.8. В топке котла сжигается смесь, состоящая из 800 кг кузнечного угля марки Д состава: $C_1^p = 58,7\%$; $H_1^p = 4,2\%$; $(S_{л}^p)_1 = 0,3\%$; $N_1^p = 1,9\%$; $O_1^p = 9,7\%$; $A_1^p = 13,2\%$; $W_1^p = 12,0\%$ и 1200 кг кузнечного угля марки Г состава: $C_2^p = 66,0\%$; $H_2^p = 4,7\%$; $(S_{л}^p)_2 = 0,5\%$; $N_2^p = 1,8\%$; $O_2^p = 7,5\%$; $A_2^p = 11,0\%$; $W_2^p = 8,5\%$. Определить состав рабочей смеси.

Ответ: $C_{см}^p = 63,1\%$; $H_{см}^p = 4,5\%$; $(S_{л}^p)_{см} = 0,4\%$; $N_{см}^p = 1,8\%$; $O_{см}^p = 8,4\%$; $A_{см}^p = 11,9\%$; $W_{см}^p = 9,9\%$.

§ 1.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВА

Теплота сгорания топлива. Теплотой сгорания топлива называют количество теплоты в кДж, выделяемой при полном сгорании 1 кг твердого (жидкого) или 1 м³ газообразного топлива.

Для твердого и жидкого топлива различают теплоту сгорания высшую Q_v (кДж/кг) и низшую Q_n (кДж/кг).

Величины высшей и низшей теплоты сгорания рабочей, горючей и сухой массы твердого (жидкого) топлива связаны выражениями:

$$Q_v^p = Q_n^p + 225H^p + 25W^p; \quad (1.9)$$

$$Q_v^r = Q_n^r + 225H^r; \quad (1.10)$$

$$Q_v^c = Q_n^c + 225H^c. \quad (1.11)$$

Тепловые расчеты котлов выполняют, пользуясь низшей теплотой сгорания рабочей массы топлива:

низшая теплота сгорания (кДж/кг) рабочей массы твердого и жидкого топлива

$$Q_n^p = 338C^p + 1025H^p - 108,5(O^p - S_{л}^p) - 25W^p, \quad (1.12)$$

где C^p , H^p , O^p , $S_{л}^p$, W^p — содержание элементов в рабочей массе топлива, %;

низшая теплота сгорания (кДж/м³) газообразного топлива

$$Q_n^c = 108H_2 + 126CO + 234H_2S + 358CH_4 + 591C_2H_4 + 638C_2H_6 + 860C_3H_8 + 913C_3H_8 + 1135C_4H_8 + 1187C_4H_{10} + 1461C_5H_{12} + 1403C_6H_6, \quad (1.13)$$

где H_2 , CO , H_2S , CH_4 , C_2H_4 и т. д. — объемное содержание газов, входящих в состав газообразного топлива, %.

При пересчете низшей теплоты сгорания пользуются следующими формулами:

с горючей массы на рабочую и обратно

$$Q_n^p = Q_n^r \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} - 25W^p; \quad (1.14)$$

$$Q_n^r = \frac{Q_n^p + 25W^p}{100 - (A^p + W^p)} 100; \quad (1.15)$$

с сухой массы на рабочую и обратно

$$Q_n^p = Q_n^c \frac{100 - W^p}{100} - 25 W^p; \quad (1.16)$$

$$Q_n^c = \frac{Q_n^p + 25 W^p}{100 - W^p} 100; \quad (1.17)$$

для горючих сланцев — с горючей массы на рабочую и обратно

$$Q_n^p = Q_n^r \frac{100 - A_n^p - W^p - (CO_2)_K^p}{100} - 25 W^p - 40 (CO_2)_K^p; \quad (1.18)$$

$$Q_n^r = \frac{Q_n^p + 25 W^p + 40 (CO_2)_K^p}{100 - A_n^p - W^p - (CO_2)_K^p} 100; \quad (1.19)$$

при изменении влажности

$$Q_{n2}^p = \frac{(Q_{n1}^p + 25 W_1^p) (100 - W_2^p)}{(100 - W_1^p)} - 25 W_2^p. \quad (1.20)$$

Для смеси двух твердых, жидких или газообразных топлив низшая теплота сгорания определяется по формуле

$$Q_{н см}^p = b_1 Q_{н1}^p + (1 - b_1) Q_{н2}^p. \quad (1.21)$$

где b_1 — массовая доля одного из топлив в смеси; $Q_{н1}^p$ — низшая теплота сгорания одного вида топлива в смеси, кДж/кг (кДж/м³); $Q_{н2}^p$ — низшая теплота сгорания второго вида топлива, кДж/кг (кДж/м³).

Для сравнения тепловой ценности различных видов топлива пользуются понятием условного топлива. Условным топливом называют такое топливо, теплота сгорания которого равна 29 300 кДж/кг.

Пересчет расхода натурального топлива на условное осуществляется по формуле

$$B_y = B \mathcal{E}, \quad (1.22)$$

где B_y и B — соответственно расход условного и натурального топлива, кг, кг/с; $\mathcal{E}$ — тепловой эквивалент топлива, определяемый по формуле

$$\mathcal{E} = Q_n^p / 29\,300. \quad (1.23)$$

Зольность, влажность и сернистость топлива. При рассмотрении условий работы котлов на различных видах топлива пользуются приведенными величинами зольности $A_{пр}$, влажности $W_{пр}$ и сернистости $S_{пр}$ топлива:

приведенная зольность топлива, кг·%·10⁻³/кДж,

$$A_{пр} = 4190 A^p / Q_n^p; \quad (1.24)$$

приведенная влажность топлива, кг·%·10⁻³/кДж,

$$W_{пр} = 4190 W^p / Q_n^p; \quad (1.25)$$

приведенная сернистость топлива, кг·%·10⁻³/кДж,

$$S_{пр} = 4190 S^p / Q_n^p. \quad (1.26)$$

Задача 1.9. Определить низшую и высшую теплоту сгорания рабочей массы челябинского угля марки БЗ состава: $C^p = 37,3\%$; $H^p = 2,8\%$; $S_L^p = 1,0\%$; $N^p = 0,9\%$; $O^p = 10,5\%$; $A^p = 29,5\%$; и $W^p = 18,0\%$.

Ответ: $Q_n^p = 13\,997$ кДж/кг; $Q_v^p = 15\,077$ кДж/кг.

Задача 1.10. Определить низшую и высшую теплоту сгорания рабочей массы кузнецкого угля марки Д, если состав его горючей массы: $C^r = 78,5\%$; $H^r = 5,6\%$; $S_L^r = 0,4\%$; $N^r = 2,5\%$; $O^r = 13,0\%$. Зольность сухой массы $A^c = 15,0\%$ и влажность рабочая $W^p = 12,0\%$.

Решение: Пользуясь коэффициентами пересчета из табл. 1.1, определяем зольность рабочей массы топлива

$$A^p = A^c \frac{100 - W^p}{100} = 15 \frac{100 - 12,0}{100} = 13,2\%$$

и состав рабочей массы:

$$C^p = C^r \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} = 78,5 \frac{100 - (13,2 + 12,0)}{100} = 58,7\%;$$

$$H^p = H^r \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} = 5,6 \frac{100 - (13,2 + 12,0)}{100} = 4,2\%;$$

$$S_L^p = S_L^r \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} = 0,4 \frac{100 - (13,2 + 12,0)}{100} = 0,3\%;$$

$$N^p = N^r \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} = 2,5 \frac{100 - (13,2 + 12,0)}{100} = 1,9\%;$$

$$O^p = O^r \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} = 13,0 \frac{100 - (13,2 + 12,0)}{100} = 9,7\%.$$

Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле (1.12):

$$Q_n^p = 338C^p + 1025H^p - 108,5(O^p - S_a^p) - 25W^p = \\ = 338 \cdot 58,7 + 1025 \cdot 4,2 - 108,5(9,7 - 0,3) - 25 \cdot 12 = \\ = 22\,825 \text{ кДж/кг.}$$

Высшую теплоту сгорания — по формуле (1.9):

$$Q_b^p = Q_n^p + 225H^p + 25W^p = 22\,825 + 225 \cdot 4,2 + 25 \cdot 12,0 = \\ = 24\,070 \text{ кДж/кг.}$$

Задача 1.11. Определить низшую теплоту сгорания рабочей и сухой массы донецкого угля марки Г, если известны его низшая теплота сгорания горючей массы $Q_n^g = 33\,170$ кДж/кг, зольность сухой массы $A^c = 25,0\%$ и влажность рабочая $W^p = 8,0\%$

Ответ: $Q_n^p = 22\,024$ кДж/кг; $Q_b^c = 24\,157$ кДж/кг

Задача 1.12. Определить низшую теплоту сгорания горючей и сухой массы кузнецкого угля марки Т, если известны его низшая теплота сгорания рабочей массы $Q_n^p = 26\,180$ кДж/кг, зольность сухой массы $A^c = 18,0\%$ и влажность рабочая $W^p = 6,5\%$

Ответ: $Q_n^g = 34\,345$ кДж/кг; $Q_b^c = 28\,174$ кДж/кг.

Задача 1.13. Определить высшую теплоту сгорания горючей и сухой массы кизеловского угля марки Г, если известны следующие величины: $Q_n^p = 19\,680$ кДж/кг; $H^p = 3,6\%$; $A^p = 31,0\%$, $W^p = 6,0\%$

Ответ: $Q_b^c = 21\,961$ кДж/кг; $Q_b^g = 32\,635$ кДж/кг

Задача 1.14. Определить низшую и высшую теплоту сгорания рабочей массы ленинградских сланцев, если известны следующие величины: $Q_n^g = 36\,848$ кДж/кг; $H^p = 2,7\%$; $A^p = 46,0\%$, $W^p = 11,5\%$ и $(CO_2)_k^p = 16,4\%$.

Ответ: $Q_n^p = 9337$ кДж/кг; $Q_b^p = 10\,232$ кДж/кг

Задача 1.15. Определить низшую и высшую теплоту сгорания горючей массы высокосернистого мазута, если известны следующие величины: $Q_n^p = 38\,772$ кДж/кг; $H^p = 10,4\%$; $A^p = 0,1\%$; $W^p = 3,0\%$.

Решение: Содержание водорода в горючей массе определяем, пользуясь коэффициентом пересчета из табл. 1.1:

$$H^g = H^p \frac{100}{100 - (A^p + W^p)} = 10,4 \frac{100}{100 - (0,1 + 3,0)} = 10,7\%.$$

Низшую теплоту сгорания горючей массы топлива находим по формуле (1.15):

$$Q_n^g = \frac{Q_n^p + 25W^p}{100 - (A^p + W^p)} 100 = \frac{38\,772 + 25 \cdot 3,0}{100 - (0,1 + 3,0)} 100 = \\ = 40\,090 \text{ кДж/кг.}$$

Высшую теплоту сгорания — по формуле (1.10):

$$Q_b^g = Q_n^g + 225H^g = 40\,090 + 225 \cdot 10,7 = 42\,497 \text{ кДж/кг.}$$

Задача 1.16. Определить низшую теплоту сгорания сухого природного газа Саратовского месторождения состава: $CO_2 = 0,8\%$; $CH_4 = 84,5\%$; $C_2H_6 = 3,8\%$; $C_3H_8 = 1,9\%$; $C_4H_{10} = 0,9\%$; $C_5H_{12} = 0,3\%$; $N_2 = 7,8\%$.

Ответ: $Q_b^c = 35\,799$ кДж/м³.

Задача 1.17. Определить низшую теплоту сгорания рабочей массы челябинского угля марки БЗ состава: $C^p = 37,3\%$; $H^p = 2,8\%$; $S_a^p = 1,0\%$; $N^p = 0,9\%$; $O^p = 10,5\%$; $A^p = 29,5\%$; $W^p = 18\%$, — при увеличении его влажности до $W^p = 20\%$.

Ответ: $Q_n^p = 13\,542$ кДж/кг.

Задача 1.18. В топке котла сжигается смесь, состоящая из $3 \cdot 10^3$ кг кузнецкого угля марки Д и $7 \cdot 10^3$ кг кузнецкого угля марки Т. Определить низшую теплоту сгорания смеси, если известно, что низшая теплота сгорания угля марки Д составляет $Q_{n1}^p = 22\,825$ кДж/кг, а угля марки Т — $Q_{n2}^p = 26\,180$ кДж/кг.

Ответ: $Q_{n\text{см}}^p = 25\,174$ кДж/кг.

Задача 1.19. Определить высшую теплоту сгорания рабочей массы, приведенную влажность, приведенную зольность, приведенную сернистость и тепловой эквивалент донецкого угля марки Т, если известны следующие величины: $Q_n^p = 24\,365$ кДж/кг; $H^p = 3,1\%$; $S_a^p = 2,8\%$; $A^p = 23,8\%$ и $W^p = 5,0\%$.

Решение: Высшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле (1.9):

$$Q_b^p = Q_n^p + 225H^p + 25W^p = 24\,365 + 225 \cdot 3,1 + 25 \cdot 5 = \\ = 25\,187 \text{ кДж/кг.}$$

Приведенную влажность топлива находим по формуле (1.25):

$$W_{np} = 4190 \frac{W^p}{Q_n^p} = 4190 \frac{5}{24\,365} = 0,86 \text{ кг} \cdot \% \cdot 10^{-3} / \text{кДж.}$$

Приведенную зольность топлива определяем по формуле (1.24):

$$A_{\text{пр}} = 4190 \frac{A^p}{Q_{\text{н}}^p} = 4190 \frac{23,8}{24\,365} = 4,09 \text{ кг} \cdot \% \cdot 10^{-3} / \text{кДж}.$$

Приведенную сернистость топлива определяем по формуле (1.26):

$$S_{\text{пр}} = 4190 \frac{S_{\text{н}}^p}{Q_{\text{н}}^p} = 4190 \frac{2,8}{24\,365} = 0,481 \text{ кг} \cdot \% \cdot 10^{-3} / \text{кДж}.$$

Тепловой эквивалент топлива находим по формуле (1.23):

$$\mathcal{E} = Q_{\text{н}}^p / 29\,300 = 24\,365 / 29\,300 = 0,83.$$

Задача 1.20. Для карагандинского угля марки К состава: $C^p = 54,7\%$; $H^p = 3,3\%$; $S_{\text{н}}^p = 0,8\%$; $N^p = 0,8\%$; $O^p = 4,8\%$; $A^p = 27,6\%$ и $W^p = 8,0\%$, определить высшую теплоту сгорания рабочей массы, приведенную влажность и приведенную зольность угля.

Ответ: $Q_{\text{в}}^p = 22\,270 \text{ кДж/кг}$; $W_{\text{пр}} = 1,57 \text{ кг} \cdot \% \times 10^{-3} / \text{кДж}$; $A_{\text{пр}} = 5,4 \text{ кг} \cdot \% \cdot 10^{-3} / \text{кДж}$.

Задача 1.21. Определить приведенную влажность, приведенную зольность, приведенную сернистость и тепловой эквивалент райчихинского угля марки Б2, если известен состав его горючей массы: $C^r = 71,0\%$; $H^r = 4,3\%$; $S_{\text{н}}^r = 0,6\%$; $N^r = 1,1\%$; $O^r = 23,0\%$, зольность сухой массы $A^c = 15,0\%$ и влажность рабочая $W^p = 37,5\%$.

Ответ: $W_{\text{пр}} = 12,8 \text{ кг} \cdot \% \cdot 10^{-3} / \text{кДж}$; $A_{\text{пр}} = 3,1 \text{ кг} \cdot \% \cdot 10^{-3} / \text{кДж}$; $S_{\text{пр}} = 0,1 \text{ кг} \cdot \% \cdot 10^{-3} / \text{кДж}$; $\mathcal{E} = 0,43$.

Задача 1.22. На складе котельной имеется $60 \cdot 10^3 \text{ кг}$ ангреноского угля марки Б2, состав которого по горючей массе: $C^r = 76,0\%$; $H^r = 3,8\%$; $S_{\text{н}}^r = 2,5\%$; $N^r = 0,4\%$; $O^r = 17,3\%$; зольность сухой массы $A^c = 20,0\%$ и влажность рабочая $W^p = 34,5\%$. Определить запас угля на складе в кг условного топлива.

Ответ: $B_{\text{у}} = 28\,315 \text{ кг}$.

Задача 1.23. При транспортировании $3 \cdot 10^6 \text{ кг}$ подмосковного угля марки Б2 его влажность увеличилась с $W_1^p = 32\%$ до $W_2^p = 35\%$. Определить потерю условного топлива при повышении его влажности, если известно, что при $W_1^p = 32\%$ низшая теплота сгорания рабочей массы угля $Q_{\text{н}}^p = 10\,435 \text{ кДж/кг}$.

Ответ: $B_{\text{у}} = 58\,460 \text{ кг}$.

Задача 1.24. Для котельной, в которой установлены котлы с различными топками, подвезено $50 \cdot 10^3 \text{ кг}$ донецкого

угля марки Т состава: $C^p = 62,7\%$; $H^p = 3,1\%$; $S_{\text{н}}^p = 2,8\%$; $N^p = 0,9\%$; $O^p = 1,7\%$; $A^p = 23,8\%$; $W^p = 5,0\%$, и $60 \cdot 10^3 \text{ кг}$ донецкого угля марки А состава: $C^p = 63,8\%$; $H^p = 1,2\%$; $S_{\text{н}}^p = 1,7\%$; $N^p = 0,6\%$; $O^p = 1,3\%$; $A^p = 22,9\%$; $W^p = 8,5\%$. Определить время работы топок, если известно, что топки, работающие на угле марки Т, расходуют $2 \cdot 10^3 \text{ кг/ч}$ условного топлива, а топки, работающие на угле марки А, — $2,3 \cdot 10^3 \text{ кг/ч}$ условного топлива.

Решение: Низшую теплоту сгорания рабочей массы донецкого угля марки Т определяем по формуле (1.12):

$$Q_{\text{н}1}^p = 338C^p + 1025H^p - 108,5(O^p - S_{\text{н}}^p) - 25W^p = 338 \cdot 62,7 + 1025 \cdot 3,1 - 108,5(1,7 - 2,8) - 25 \cdot 5,0 = 24\,365 \text{ кДж/кг}.$$

Массу условного топлива, соответствующую $50 \cdot 10^3 \text{ кг}$ донецкого угля марки Т, находим по формуле (1.22):

$$B_{\text{у}1} = B_1 \mathcal{E} = B_1 Q_{\text{н}1}^p / 29\,300 = 50 \cdot 10^3 \cdot 24\,365 / 29\,300 = 41,6 \cdot 10^3 \text{ кг}.$$

Определяем время работы топок на донецком угле марки Т:

$$\tau_1 = B_{\text{у}1} / (2 \cdot 10^3) = 41,6 \cdot 10^3 / (2 \cdot 10^3) = 20,8 \text{ ч}.$$

Низшую теплоту сгорания рабочей массы донецкого угля марки А находим по формуле (1.12):

$$Q_{\text{н}2}^p = 338C^p + 1025H^p - 108,5(O^p - S_{\text{н}}^p) - 25W^p = 338 \cdot 63,8 + 1025 \cdot 1,2 - 108,5(1,3 - 1,7) - 25 \cdot 8,5 = 22\,625 \text{ кДж/кг}.$$

Массу условного топлива, соответствующую $60 \cdot 10^3 \text{ кг}$ донецкого угля марки А, определяем по формуле (1.22):

$$B_{\text{у}2} = B_2 Q_{\text{н}2}^p / 29\,300 = 60 \cdot 10^3 \cdot 22\,625 / 29\,300 = 46,3 \times 10^3 \text{ кг}.$$

Находим время работы топок на донецком угле марки А:

$$\tau_2 = B_{\text{у}2} / (2,3 \cdot 10^3) = 46,3 \cdot 10^3 / (2,3 \cdot 10^3) = 20,1 \text{ ч}.$$

Задача 1.25. Две котельные установки одинаковой производительности работают на различных видах топлива. Первая из них сжигает $10 \cdot 10^3 \text{ кг/ч}$ кузнецкого угля марки Т состава: $C^p = 68,6\%$; $H^p = 3,1\%$; $S_{\text{н}}^p = 0,4\%$; $N^p = 1,5\%$; $O^p = 3,1\%$; $A^p = 16,8\%$; $W^p = 6,5\%$. Вторая расходует $6 \cdot 10^3 \text{ кг/ч}$ кузнецкого угля марки Д со-

става: $C^p = 58,7 \%$; $H^p = 4,2 \%$; $S^p = 0,3 \%$; $N^p = 1,9 \%$; $O^p = 9,7 \%$; $A^p = 13,2 \%$; $W^p = 12,0 \%$. Определить, какому количеству условного топлива эквивалентен часовой расход топлива в установках.

Ответ: $B_{y1} = 9000$ кг/ч; $B_{y2} = 4674$ кг/ч.

Задача 1.26. В котельной за 10 ч сжигается 10^6 кг донецкого угля марки Г состава: $C^p = 55,2 \%$; $H^p = 3,8 \%$; $S^p = 3,2 \%$; $N^p = 1,0 \%$; $O^p = 5,8 \%$; $A^p = 23,0 \%$; $W^p = 8,0 \%$. Определить часовую потребность котельной в условном топливе.

Ответ: $B_y = 75\,170$ кг/ч.

§ 1.3. ОБЪЕМ ВОЗДУХА, ОБЪЕМ И МАССА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Объем воздуха, объем и масса продуктов сгорания определяются на 1 кг твердого, жидкого или на 1 м^3 сухого газообразного топлива при нормальных условиях.

Объем воздуха, необходимый для сгорания топлива. Теоретический (при коэффициенте избытка воздуха в топке $\alpha_t = 1$) объем сухого воздуха ($\text{м}^3/\text{кг}$), необходимый для полного сгорания 1 кг твердого или жидкого топлива, определяется по формуле

$$V^0 = 0,089C^p + 0,226H^p + 0,033(S^p - O^p). \quad (1.27)$$

Теоретический объем воздуха ($\text{м}^3/\text{м}^3$), необходимый для полного сгорания 1 м^3 сухого газообразного топлива, определяется по формуле

$$V^0 = 0,0478 [0,5(CO + H_2) + 1,5H_2S + 2CH_4 + \Sigma \times (m + n/4) C_mH_n - O_2]. \quad (1.28)$$

В формуле (1.27) содержание элементов топлива выражается в процентах на 1 кг массы топлива, а в (1.28) содержание горючих газов CO , H_2 , H_2S , CH_4 и т. д. — в процентах по объему.

Для сгорания смеси двух твердых, жидких или газообразных топлив теоретический объем сухого воздуха определяется по формуле

$$V_{см}^0 = b_1 V_1^0 + (1 - b_1) V_2^0, \quad (1.29)$$

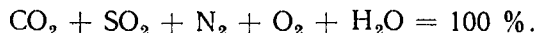
где b_1 — массовая доля одного из топлив в смеси.

Действительный объем воздуха ($\text{м}^3/\text{кг}$, $\text{м}^3/\text{м}^3$), поступивший в топку, определяется по формуле

$$V_d = \alpha_t V^0, \quad (1.30)$$

где α_t — коэффициент избытка воздуха в топке.

Состав и объем продуктов сгорания топлива. При полном сгорании топлива продукты сгорания содержат газы: CO_2 , SO_2 , N_2 , O_2 и пары воды H_2O , т. е.



Полный объем продуктов сгорания V_r ($\text{м}^3/\text{кг}$) представляет собой сумму объемов сухих газов $V_{с.г}$ и водяных паров V_{H_2O} :

$$V_r = V_{с.г} + V_{H_2O}, \quad (1.31)$$

при этом

$$V_{с.г} = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{O_2},$$

где $V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2}$ — объем трехатомных газов, $\text{м}^3/\text{кг}$; $V_{N_2} + V_{O_2}$ — объем двухатомных газов, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Для твердых (кроме сланцев) и жидких топлив теоретические объемы ($\text{м}^3/\text{кг}$) продуктов полного сгорания при $\alpha_t = 1$ определяются по формулам:

объем двухатомных газов

$$V_{N_2}^0 = 0,79V^0 + 0,8N^p/100; \quad (1.32)$$

объем трехатомных газов

$$V_{RO_2} = 0,0187 (C^p + 0,375S^p); \quad (1.33)$$

объем сухих газов

$$V_{с.г}^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 = 0,0187 (C^p + 0,375S^p) + 0,79V^0 + 0,8N^p/100; \quad (1.34)$$

объем водяных паров

$$V_{H_2O}^0 = 0,0124 (9H^p + W^p) + 0,0161V^0; \quad (1.35)$$

полный объем продуктов сгорания

$$V_r^0 = V_{с.г}^0 + V_{H_2O}^0 = 0,0187 (C^p + 0,375S^p) + 0,79V^0 + 0,8N^p/100 + 0,0124 (9H^p + W^p) + 0,0161V^0. \quad (1.36)$$

Для сланцев объем трехатомных газов определяется по формуле

$$V_{RO_{2K}} = V_{RO_2} + [0,509 (CO_2)_K^p / 100] K = 0,0187 (C^p + 0,375S_n^p) + [0,509 (CO_2)_K^p / 100] K, \quad (1.37)$$

где K — коэффициент разложения карбонатов: при слоевом сжигании $K = 0,7$, при камерном — $1,0$.

Для газообразного топлива теоретические объемы продуктов сгорания (m^3/m^3) при $\alpha_T = 1$ определяются по формулам:

объем двухатомных газов

$$V_{N_2}^0 = 0,79V^0 + N_2/100; \quad (1.38)$$

объем трехатомных газов

$$V_{RO_2} = 0,01 [CO_2 + CO + H_2S + \sum m C_m H_n]; \quad (1.39)$$

объем сухих газов

$$V_{c.r}^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0; \quad (1.40)$$

объем водяных паров

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 [H_2S + H_2 + \sum (n/2) C_m H_n + 0,124d_r] + 0,0161V^0, \quad (1.41)$$

где d_r — влагосодержание газообразного топлива, отнесенное к $1 m^3$ сухого газа, $г/м^3$;

полный объем продуктов сгорания

$$V_r^0 = V_{c.r}^0 + V_{H_2O}^0. \quad (1.42)$$

Для твердых (кроме сланцев), жидких и газообразных топлив объемы продуктов полного сгорания ($m^3/кг$) при $\alpha_T > 1$ определяются по формулам:

объем сухих газов

$$V_{c.r} = V_{c.r}^0 + (\alpha_T - 1) V^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + (\alpha_T - 1) V^0; \quad (1.43)$$

объем водяных паров

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161 (\alpha_T - 1) V^0; \quad (1.44)$$

полный объем продуктов сгорания определяется по (1.31).

Для сланцев полный объем продуктов сгорания ($m^3/кг$) при $\alpha_T > 1$:

$$V_{r.k} = V_{RO_{2K}} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O} = V_{RO_{2K}} + V_{N_2}^0 + 0,0124 (9H^p + W^p) + 0,0161 \alpha_T V^0. \quad (1.45)$$

Содержание (%) CO_2 , SO_2 и RO_2 в сухих газах при полном сгорании топлива определяется по формулам:

$$CO_2 = (V_{CO_2} / V_{c.r}) 100; \quad (1.46)$$

$$SO_2 = (V_{SO_2} / V_{c.r}) 100; \quad (1.47)$$

$$RO_2 = (V_{RO_2} / V_{c.r}) 100. \quad (1.48)$$

Максимальное содержание (%) трехатомных газов $RO_2^{\max}$ в сухих газах при полном сгорании топлива

$$RO_2^{\max} = 21 / (1 + \beta), \quad (1.49)$$

где β — характеристика топлива; для твердого и жидкого

$$\beta = 2,35 (H_d^p - 0,126O^p + 0,04N^p) / (C^p + 0,375S_n^p); \quad (1.50)$$

для газообразного

$$\beta = 0,21 \frac{0,01N_2 + 0,79V^0}{V_{RO_2}} - 0,79. \quad (1.51)$$

Содержание (%) азота N_2 и кислорода O_2 в сухих газах при полном сгорании топлива

$$N_2 = 100 - RO_2 - O_2; \quad (1.52)$$

$$O_2 = 21 - \beta RO_2 - RO_2. \quad (1.53)$$

Масса продуктов сгорания:

для твердого (кроме сланцев) и жидкого топлива ($кг/кг$)

$$M_r = 1 - 0,01A^p + 1,306 \alpha_T V^0; \quad (1.54)$$

для газообразного топлива ($кг/м^3$)

$$M_r = \rho_{r.T}^c + 0,001 d_{r.T} + 1,306 \alpha_T V^0, \quad (1.55)$$

где $\rho_{r.T}^c$ — плотность сухого газа, $кг/м^3$; $d_{r.T}$ — содержание влаги в топливе, $кг/м^3$;

для сланцев (кг/кг)

$$M_{г.к} = 1 - 0,01A_k^p + 1,306\alpha_T V^0 + 0,01 (CO_2)_k^p K, \quad (1.56)$$

где A_k^p — расчетное содержание золы в топливе с учетом неразложившихся карбонатов, %; K — коэффициент разложения карбонатов: при слоевом сжигании $K = 0,7$, при камерном — $1,0$.

Расчетное содержание (%) золы в топливе с учетом неразложившихся карбонатов

$$A_k^p = A^p + (1 - K) (CO_2)_k^p. \quad (1.57)$$

Для твердых топлив концентрация золы в продуктах сгорания определяется по формуле

$$\mu_{зл} = A^p a_{ун} / (100 M_{г.}), \quad (1.58)$$

где $a_{ун}$ — доля золы топлива, уносимой продуктами сгорания.

Коэффициент избытка воздуха в топке. При полном сгорании топлива коэффициент избытка воздуха в топке определяется по формуле

$$\alpha_T = 21 / \left(21 - 79 \frac{O_2}{N_2} \right), \quad (1.59)$$

где O_2 и N_2 — содержание кислорода и азота в газах, %.

Задача 1.27. Определить объем продуктов полного сгорания на выходе из топки, а также теоретический и действительный объемы воздуха, необходимые для сгорания 1 м^3 природного газа Ставропольского месторождения состава: $CO_2 = 0,2\%$; $CH_4 = 98,2\%$; $C_2H_6 = 0,4\%$; $C_3H_8 = 0,1\%$; $C_4H_{10} = 0,1\%$; $N_2 = 1,0\%$. Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,2$.

Решение: Теоретический объем воздуха, необходимый для полного сгорания 1 м^3 топлива, определяем по формуле (1.28):

$$V^0 = 0,0478 [0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + 2CH_4 + \Sigma \times (m + n/4) C_m H_n - O_2] = 0,0478 (2 \cdot 98,2 + 3,5 \cdot 0,4 + 5 \cdot 0,1 + 6,5 \cdot 0,1) = 9,51 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Действительный объем воздуха — по формуле (1.30):
 $V_d = \alpha_T V^0 = 1,2 \cdot 9,51 = 11,41 \text{ м}^3/\text{м}^3.$

Объем сухих газов при $\alpha_T = 1,2$ определяем по формуле (1.43):

$$V_{с.г} = V_{RO_2} + V_{N_2} + (\alpha_T - 1) V^0 = 0,01 (CO_2 + CO + H_2S + CH_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8 + 4C_4H_{10}) + 0,79 V^0 + N_2/100 + (\alpha_T - 1) V^0 = 0,01 (0,2 + 98,2 + 2 \cdot 0,4 + 3 \cdot 0,1 + 4 \cdot 0,1) + 0,79 \cdot 9,51 + 1,0/100 + (1,2 - 1) 9,51 = 10,42 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Объем водяных паров при $\alpha_T = 1,2$ находим по формуле (1.44):

$$V_{H_2O} = 0,01 (H_2S + H_2 + 2CH_4 + 3C_2H_6 + 4C_3H_8 + 5C_4H_{10} + 0,124d_r) + 0,0161\alpha_T V^0 = 0,01 (2 \cdot 98,2 + 3 \times 0,4 + 4 \cdot 0,1 + 5 \cdot 0,1) + 0,0161 \cdot 1,2 \cdot 9,51 = 2,17 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Объем продуктов полного сгорания — по формуле (1.31):

$$V_T = V_{с.г} + V_{H_2O} = 10,42 + 2,17 = 12,59 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Задача 1.28. Определить на выходе из топки объем продуктов полного сгорания 1 кг карагандинского угля марки К состава: $C^p = 54,7\%$, $H^p = 3,3\%$; $S_d^p = 0,8\%$; $N^p = 0,8\%$; $O^p = 4,8\%$; $A^p = 27,6\%$; $W^p = 8,0\%$. Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$.

Решение: Теоретический объем воздуха, необходимый для полного сгорания 1 кг топлива, определяем по формуле (1.27):

$$V^0 = 0,089C^p + 0,266H^p + 0,033 (S_d^p - O^p) = 0,089 \cdot 54,7 + 0,266 \cdot 3,3 + 0,033 (0,8 - 4,8) = 5,61 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объем сухих газов при $\alpha_T = 1,3$ находим по формуле (1.43):

$$V_{с.г} = V_{RO_2} + V_{N_2} + (\alpha_T - 1) V^0 = 0,0187 H (C^p + 0,375S_d^p) + 0,79 V^0 + 0,8N^p/100 + (\alpha_T - 1) V^0 = 0,0187 (54,7 + 0,375 \cdot 0,8) + 0,79 \cdot 5,61 + 0,8 \cdot 0,8/100 + (1,3 - 1) 5,61 = 7,15 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объем водяных паров при $\alpha_T = 1,3$ определяем по формуле (1.44):

$$V_{H_2O} = 0,0124 (9H^p + W^p) + 0,0161\alpha_T V^0 = 0,0124 \times (9 \cdot 3,3 + 8) + 0,0161 \cdot 1,3 \cdot 5,61 = 0,58 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объем продуктов полного сгорания находим по формуле (1.31):

$$V_T = V_{с.г} + V_{H_2O} = 7,15 + 0,58 = 7,73 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Задача 1.29. Определить теоретический и действительный объемы воздуха, необходимые для слоевого сжигания

1000 кг донецкого угля марки Г состава: $C^p = 55,2\%$; $H^p = 3,8\%$; $S^p_L = 3,2\%$; $N^p = 1,0\%$; $O^p = 5,8\%$; $A^p = 23,0\%$; $W^p = 8,0\%$. Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$.

Ответ: $V^0 = 5830 \text{ м}^3$; $V_d = 7579 \text{ м}^3$.

Задача 1.30. Определить объем воздуха, необходимый для сжигания 800 кг/ч луганского угля марки БЗ состава: $C^p = 45,0\%$; $H^p = 2,6\%$; $S^p_L = 1,7\%$; $N^p = 0,4\%$; $O^p = 9,9\%$; $A^p = 11,4\%$; $W^p = 29,0\%$, и 500 кг/ч экибас-тузского угля марки СС состава: $C^p = 43,4\%$; $H^p = 2,9\%$; $S^p_L = 0,8\%$; $N^p = 0,8\%$; $O^p = 7,0\%$; $A^p = 38,1\%$; $W^p = 7,0\%$, при коэффициентах избытка воздуха в топочной камере соответственно $\alpha_T = 1,4$ и $1,3$.

Ответ: $V_d = 7823 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Задача 1.31. Определить теоретический и действительный объемы воздуха, необходимые для сжигания 2000 $\text{м}^3/\text{ч}$ природного газа Ставропольского месторождения состава: $\text{CO}_2 = 0,5\%$; $\text{CH}_4 = 92,8\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 2,8\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,9\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,4\%$; $\text{C}_5\text{H}_{12} = 0,1\%$; $\text{N}_2 = 2,5\%$; и 1000 $\text{м}^3/\text{ч}$ природного газа Ленинградского месторождения состава: $\text{CO}_2 = 0,1\%$; $\text{CH}_4 = 89,7\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 5,2\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 1,7\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,5\%$; $\text{C}_5\text{H}_{12} = 0,1\%$; $\text{N}_2 = 2,7\%$, при коэффициентах избытка воздуха в топочной камере соответственно $\alpha_T = 1,15$ и $1,1$.

Ответ: $V^0 = 29360 \text{ м}^3/\text{ч}$; $V_d = 33264 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Задача 1.32. Определить теоретический и действительный объемы воздуха, необходимые для слоевого сжигания 2000 кг кузнечного угля марки Д, если известен состав его горючей массы: $C^r = 78,5\%$; $H^r = 5,6\%$; $S^r_L = 0,4\%$; $N^r = 2,5\%$; $O^r = 13,0\%$, зольность сухой массы $A^c = 15,0\%$ и влажность рабочая $W^p = 12,0\%$. Коэффициент избытка воздуха в топочной камере $\alpha_T = 1,3$.

Ответ: $V^0 = 12040 \text{ м}^3$; $V_d = 15652 \text{ м}^3$.

Задача 1.33. Определить теоретический объем воздуха, необходимый для слоевого сжигания 1500 кг ленинградских сланцев, если известен состав их горючей массы: $C^r = 74,0\%$; $H^r = 9,5\%$; $S^r_L = 6,1\%$; $N^r = 0,4\%$; $O^r = 10,0\%$; $A^p = 46,0\%$; $W^p = 11,5\%$ и $(\text{CO}_2)^p_k = 16,4\%$.

Ответ: $V^0 = 3765 \text{ м}^3$.

Задача 1.34. В топке котла сжигается смесь, состоящая из $2 \cdot 10^3$ кг кузнечного угля марки Д состава: $C^p_1 = 58,7\%$; $H^p_1 = 4,2\%$; $(S^p_L)_1 = 0,3\%$; $N^p_1 = 1,9\%$; $O^p = 9,7\%$; $A^p_1 = 13,2\%$; $W^p_1 = 12,0\%$, и $3 \cdot 10^3$ кг кузнечного угля

марки Г состава: $C^p_2 = 66,0\%$; $H^p_2 = 4,7\%$; $(S^p_L)_2 = 0,5\%$; $N^p_2 = 1,8\%$; $O^p_2 = 7,5\%$; $A^p_2 = 11,0\%$; $W^p_2 = 8,5\%$. Определить теоретический объем сухого воздуха, необходимый для сгорания смеси.

Ответ: $V^0_{\text{см}} = 32700 \text{ м}^3$.

Задача 1.35. В топке котла сжигается воркутинский уголь марки Ж состава: $C^p = 59,6\%$; $H^p = 3,8\%$; $S^p_L = 0,8\%$; $N^p = 1,3\%$; $O^p = 5,4\%$; $A^p = 23,6\%$; $W^p = 5,5\%$. Определить объем сухих газов при полном сгорании топлива. Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$.

Ответ: $V_{\text{с.г}} = 7,84 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Задача 1.36. Определить объем водяных паров при полном сгорании в слое 10^3 кг/ч фрезерного торфа состава: $C^p = 24,7\%$; $H^p = 2,6\%$; $S^p_L = 0,1\%$; $N^p = 1,1\%$; $O^p = 15,2\%$; $A^p = 6,3\%$; $W^p = 50,0\%$ при коэффициентах избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,35$ и $1,4$.

Ответ: $V_{\text{H}_2\text{O}} = 963 \text{ м}^3/\text{ч}$; $V_{\text{H}_2\text{O}} = 965 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Задача 1.37. В топке котла сжигается 600 м^3 природного газа Углерского месторождения состава: $\text{CO}_2 = 0,2\%$; $\text{CH}_4 = 98,5\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 0,2\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,1\%$; $\text{N}_2 = 1,0\%$. Определить объем продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,15$.

Ответ: $V_r = 7210 \text{ м}^3$.

Задача 1.38. Определить объем сухих газов, получаемых при полном сгорании в слое 800 кг кузнечного угля марки Д, если известен состав его горючей массы: $C^r = 78,5\%$; $H^r = 5,6\%$; $S^r_L = 0,4\%$; $N^r = 2,5\%$; $O^r = 13,0\%$; зольность сухой массы $A^c = 15,0\%$ и влажность рабочая $W^p = 12,0\%$. Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$.

Ответ: $V_{\text{с.г}} = 6141 \text{ м}^3$.

Задача 1.39. Определить объем двух- и трехатомных газов и содержание CO_2 и SO_2 в сухих газах, получаемых при полном сгорании 1 кг донецкого угля марки Т состава: $C^p = 62,7\%$; $H^p = 3,1\%$; $S^p_L = 2,8\%$; $N^p = 0,9\%$; $O^p = 1,7\%$; $A^p = 23,8\%$; $W^p = 5,0\%$, если известно, что дымовые газы при полном сгорании содержат $\text{RO}_2^{\text{max}} = 18,8\%$.

Решение: Объем трехатомных газов определяем по формуле (1.33):

$$V_{\text{RO}_2} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2} = 0,0187 (C^p + 0,375S^p_L) = 0,0187 \times (62,7 + 0,375 \cdot 2,8) = 1,19 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объем сухих газов $V_{с.г.} = \frac{V_{RO_2}}{RO_2^{max}} \cdot 100 = \frac{1,19}{18,8} \cdot 100 = 6,33 \text{ м}^3/\text{кг.}$ формулы (1.48):

$$V_{с.г.} = \frac{V_{RO_2}}{RO_2^{max}} \cdot 100 = \frac{1,19}{18,8} \cdot 100 = 6,33 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Объем двухатомных газов $V_{R_2} = V_{с.г.} - V_{H_2O}$ определяем по формуле (1.46):

$$CO_2 = \frac{V_{CO_2}}{V_{с.г.}} \cdot 100 = \frac{0,0187 \cdot 62,7}{6,33} \cdot 100 = 18,5\%.$$

Содержание SO_2 в сухих газах находим по формуле (1.47):

$$SO_2 = \frac{V_{SO_2}}{V_{с.г.}} \cdot 100 = \frac{0,0187 \cdot 0,375 \cdot 2,8}{6,33} \cdot 100 = 0,31\%.$$

Задача 1.40. Определить содержание в них CO_2 и SO_2 , если $RO_2 = 18,7\%$. Известно, что дымовые газы содержат $RO_2 = 0,8\%$.

Задача 1.41. Определить содержание в них CO_2 и SO_2 , если $RO_2 = 18,7\%$. Известно, что дымовые газы содержат $RO_2 = 0,8\%$.

Задача 1.42. В топке котла сжигается $5 \cdot 10^3$ кг/ч донецкого угля марки Г состава: $C^p = 24,7\%$; $H^p = 3,5\%$; $S^p = 3,0\%$; $N^p = 1,3\%$; $O^p = 15,2\%$; $A^p = 27,0\%$; $W^p = 3,0\%$. Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$.

Задача 1.43. В топке котла сжигается $2 \cdot 10^3$ кг/ч мало-сернистого мазута состава: $C^p = 84,65\%$; $H^p = 11,7\%$; $S^p = 0,3\%$; $O^p = 0,3\%$; $A^p = 0,05\%$; $W^p = 3,0\%$. Определить, на сколько был увеличен объем подаваемого в топку воздуха, если известно, что при полном сгорании топлива содержание RO_2 в дымовых газах снизилось с 15 до 12%.

Задача 1.44. В топке котла во время испытаний сожжено $3 \cdot 10^3$ кг/ч кузнецкого угля марки Д состава: $C^p = 58,7\%$; $H^p = 4,2\%$; $S^p = 0,3\%$; $N^p = 1,9\%$; $O^p = 9,7\%$; $A^p = 13,2\%$; $W^p = 12,0\%$. В течение первой половины испытаний в продуктах полного сгорания топлива получено $RO_2 = 18\%$, а в течение второй половины испытаний RO_2 уменьшилось до 15%. Определить, какой объем воздуха добавлен в топку между первой и второй половинами испытаний.

Задача 1.45. Определить объем продуктов сгорания, получаемых при полном сгорании 1 кг ленинградских сланцев состава: $C^p = 20,6\%$; $H^p = 2,7\%$; $S^p = 1,7\%$; $N^p = 0,1\%$; $O^p = 2,8\%$; $A^p = 46,0\%$; $W^p = 11,5\%$; $(CO_2)^p = 16,4\%$. Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$.

Задача 1.46. Определить объем продуктов сгорания, получаемых при полном сгорании $2 \cdot 10^3$ кг/ч карагандинского угля марки К состава: $C^p = 54,7\%$; $H^p = 3,3\%$; $S^p = 0,8\%$; $N^p = 0,8\%$; $O^p = 4,8\%$; $A^p = 27,6\%$; $W^p = 8,0\%$, если известно, что дымовые газы содержат $RO_2 = 18\%$.

Задача 1.47. Определить максимальное содержание трехатомных газов в продуктах полного сгорания 1 кг донецкого угля марки А состава: $C^p = 63,8\%$; $H^p = 1,2\%$; $S^p = 1,7\%$; $N^p = 0,6\%$; $O^p = 1,3\%$; $A^p = 22,9\%$; $W^p = 8,5\%$.

Задача 1.48. В топке котла сжигается смесь из $2 \cdot 10^3$ кг/ч донецкого угля марки Д состава: $C^p = 49,3\%$; $H^p = 3,6\%$;

ном сгорании топлива содержание RO_2 в дымовых газах снизилось с 16 до 14%.

Задача 1.43. В топке котла сжигается $2 \cdot 10^3$ кг/ч мало-сернистого мазута состава: $C^p = 84,65\%$; $H^p = 11,7\%$; $S^p = 0,3\%$; $O^p = 0,3\%$; $A^p = 0,05\%$; $W^p = 3,0\%$. Определить, на сколько был увеличен объем подаваемого в топку воздуха, если известно, что при полном сгорании топлива содержание RO_2 в дымовых газах снизилось с 15 до 12%.

Задача 1.44. В топке котла во время испытаний сожжено $3 \cdot 10^3$ кг/ч кузнецкого угля марки Д состава: $C^p = 58,7\%$; $H^p = 4,2\%$; $S^p = 0,3\%$; $N^p = 1,9\%$; $O^p = 9,7\%$; $A^p = 13,2\%$; $W^p = 12,0\%$. В течение первой половины испытаний в продуктах полного сгорания топлива получено $RO_2 = 18\%$, а в течение второй половины испытаний RO_2 уменьшилось до 15%. Определить, какой объем воздуха добавлен в топку между первой и второй половинами испытаний.

Задача 1.45. Определить объем продуктов сгорания, получаемых при полном сгорании 1 кг ленинградских сланцев состава: $C^p = 20,6\%$; $H^p = 2,7\%$; $S^p = 1,7\%$; $N^p = 0,1\%$; $O^p = 2,8\%$; $A^p = 46,0\%$; $W^p = 11,5\%$; $(CO_2)^p = 16,4\%$. Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$.

Задача 1.46. Определить объем продуктов сгорания, получаемых при полном сгорании $2 \cdot 10^3$ кг/ч карагандинского угля марки К состава: $C^p = 54,7\%$; $H^p = 3,3\%$; $S^p = 0,8\%$; $N^p = 0,8\%$; $O^p = 4,8\%$; $A^p = 27,6\%$; $W^p = 8,0\%$, если известно, что дымовые газы содержат $RO_2 = 18\%$.

Задача 1.47. Определить максимальное содержание трехатомных газов в продуктах полного сгорания 1 кг донецкого угля марки А состава: $C^p = 63,8\%$; $H^p = 1,2\%$; $S^p = 1,7\%$; $N^p = 0,6\%$; $O^p = 1,3\%$; $A^p = 22,9\%$; $W^p = 8,5\%$.

Задача 1.48. В топке котла сжигается смесь из $2 \cdot 10^3$ кг/ч донецкого угля марки Д состава: $C^p = 49,3\%$; $H^p = 3,6\%$;

ном сгорании топлива содержание RO_2 в дымовых газах снизилось с 16 до 14%.

Задача 1.43. В топке котла сжигается $2 \cdot 10^3$ кг/ч мало-сернистого мазута состава: $C^p = 84,65\%$; $H^p = 11,7\%$; $S^p = 0,3\%$; $O^p = 0,3\%$; $A^p = 0,05\%$; $W^p = 3,0\%$. Определить, на сколько был увеличен объем подаваемого в топку воздуха, если известно, что при полном сгорании топлива содержание RO_2 в дымовых газах снизилось с 15 до 12%.

Задача 1.44. В топке котла во время испытаний сожжено $3 \cdot 10^3$ кг/ч кузнецкого угля марки Д состава: $C^p = 58,7\%$; $H^p = 4,2\%$; $S^p = 0,3\%$; $N^p = 1,9\%$; $O^p = 9,7\%$; $A^p = 13,2\%$; $W^p = 12,0\%$. В течение первой половины испытаний в продуктах полного сгорания топлива получено $RO_2 = 18\%$, а в течение второй половины испытаний RO_2 уменьшилось до 15%. Определить, какой объем воздуха добавлен в топку между первой и второй половинами испытаний.

Задача 1.45. Определить объем продуктов сгорания, получаемых при полном сгорании 1 кг ленинградских сланцев состава: $C^p = 20,6\%$; $H^p = 2,7\%$; $S^p = 1,7\%$; $N^p = 0,1\%$; $O^p = 2,8\%$; $A^p = 46,0\%$; $W^p = 11,5\%$; $(CO_2)^p = 16,4\%$. Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$.

Задача 1.46. Определить объем продуктов сгорания, получаемых при полном сгорании $2 \cdot 10^3$ кг/ч карагандинского угля марки К состава: $C^p = 54,7\%$; $H^p = 3,3\%$; $S^p = 0,8\%$; $N^p = 0,8\%$; $O^p = 4,8\%$; $A^p = 27,6\%$; $W^p = 8,0\%$, если известно, что дымовые газы содержат $RO_2 = 18\%$.

Задача 1.47. Определить максимальное содержание трехатомных газов в продуктах полного сгорания 1 кг донецкого угля марки А состава: $C^p = 63,8\%$; $H^p = 1,2\%$; $S^p = 1,7\%$; $N^p = 0,6\%$; $O^p = 1,3\%$; $A^p = 22,9\%$; $W^p = 8,5\%$.

Задача 1.48. В топке котла сжигается смесь из $2 \cdot 10^3$ кг/ч донецкого угля марки Д состава: $C^p = 49,3\%$; $H^p = 3,6\%$;

Объем сухих газов находим из формулы (1.48):

$$V_{c.r} = \frac{V_{RO_2}}{RO_2^{max}} 100 = \frac{1,19}{18,8} 100 = 6,33 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объем двухатомных газов

$$V_{R_2} = V_{c.r} - V_{RO_2} = 6,33 - 1,19 = 5,14 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Содержание CO_2 в сухих газах определяем по формуле (1.46):

$$CO_2 = \frac{V_{CO_2}}{V_{c.r}} 100 = \frac{0,0187C^p}{V_{c.r}} 100 = \frac{0,0187 \cdot 62,7}{6,33} 100 = 18,5\%.$$

Содержание SO_2 в сухих газах находим по формуле (1.47):

$$SO_2 = \frac{V_{SO_2}}{V_{c.r}} 100 = \frac{0,0187 \cdot 0,375S_{\pi}^p}{V_{c.r}} 100 = \frac{0,0187 \cdot 0,375 \cdot 2,8}{6,33} 100 = 0,31\%.$$

Задача 1.40. Определить объем трехатомных газов и содержание в них CO_2 и SO_2 , получаемых при полном сгорании 1 кг ткибульского угля марки Г состава: $C^p = 45,4\%$; $H^p = 3,5\%$; $S_{\pi}^p = 1,3\%$; $N^p = 0,9\%$; $O^p = 8,9\%$; $A^p = 27,0\%$; $W^p = 13,0\%$, если известно, что дымовые газы содержат $RO_2^{max} = 18,7\%$.

Ответ: $V_{RO_2} = 0,86 \text{ м}^3/\text{кг}$; $CO_2 = 18,5\%$; $SO_2 = 0,2\%$.

Задача 1.41. Определить объем сухих дымовых газов, получаемых при сжигании 1000 кг фрезерного торфа состава: $C^p = 24,7\%$; $H^p = 2,6\%$; $S_{\pi}^p = 0,1\%$; $N^p = 1,1\%$; $O^p = 15,2\%$; $A^p = 6,3\%$; $W^p = 50,0\%$, если известно, что дымовые газы при полном сгорании топлива содержат $RO_2 = 15,0\%$. Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$.

Ответ: $V_{c.r} = 3066 \text{ м}^3$.

Задача 1.42. В топке котла сжигается $5 \cdot 10^3 \text{ кг/ч}$ донецкого угля марки Г состава: $C^p = 55,2\%$; $H^p = 3,8\%$; $S_{\pi}^p = 3,2\%$; $N^p = 1,0\%$; $O^p = 5,8\%$; $A^p = 23,0\%$; $W^p = 8,0\%$. Определить, на сколько был увеличен объем подаваемого в топку воздуха, если известно, что при пол-

ном сгорании топлива содержание RO_2 в дымовых газах снизилось с 16 до 14%.

Ответ: $V_B = 5949 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Задача 1.43. В топке котла сжигается $2 \cdot 10^3 \text{ кг/ч}$ мало-сернистого мазута состава: $C^p = 84,65\%$; $H^p = 11,7\%$; $S_{\pi}^p = 0,3\%$; $O^p = 0,3\%$; $A^p = 0,05\%$; $W^p = 3,0\%$. Определить, на сколько был увеличен объем подаваемого в топку воздуха, если известно, что при полном сгорании топлива содержание RO_2 в дымовых газах снизилось с 15 до 12%.

Ответ: $V_B = 6666 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Задача 1.44. В топке котла во время испытаний сожжено $3 \cdot 10^3 \text{ кг/ч}$ кузнецкого угля марки Д состава: $C^p = 58,7\%$; $H^p = 4,2\%$; $S_{\pi}^p = 0,3\%$; $N^p = 1,9\%$; $O^p = 9,7\%$; $A^p = 13,2\%$; $W^p = 12,0\%$. В течение первой половины испытаний в продуктах полного сгорания топлива получено $RO_2 = 18\%$, а в течение второй половины испытаний RO_2 уменьшилось до 15%. Определить, какой объем воздуха добавлен в топку между первой и второй половинами испытаний.

Ответ: $V_B = 4650 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Задача 1.45. Определить объем продуктов сгорания, получаемых при полном сгорании 1 кг ленинградских сланцев состава: $C^p = 20,6\%$; $H^p = 2,7\%$; $S_{\pi}^p = 1,7\%$; $N^p = 0,1\%$; $O^p = 2,8\%$; $A^p = 46,0\%$; $W^p = 11,5\%$; $(CO_2)_K^p = 16,4\%$. Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$.

Ответ: $V_T = 2,96 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Задача 1.46. Определить объем продуктов сгорания, получаемых при полном сгорании $2 \cdot 10^3 \text{ кг/ч}$ карагандинского угля марки К состава $C^p = 54,7\%$; $H^p = 3,3\%$; $S_{\pi}^p = 0,8\%$; $N^p = 0,8\%$; $O^p = 4,8\%$; $A^p = 27,6\%$; $W^p = 8,0\%$, если известно, что дымовые газы содержат $RO_2 = 18\%$.

Ответ: $V_T = 12 560 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Задача 1.47. Определить максимальное содержание трехатомных газов в продуктах полного сгорания 1 кг донецкого угля марки А состава: $C^p = 63,8\%$; $H^p = 1,2\%$; $S_{\pi}^p = 1,7\%$; $N^p = 0,6\%$; $O^p = 1,3\%$; $A^p = 22,9\%$; $W^p = 8,5\%$.

Ответ: $RO_2^{max} = 20,2\%$.

Задача 1.48. В топке котла сжигается смесь из $2 \cdot 10^3 \text{ кг/ч}$ донецкого угля марки Д состава: $C^p = 49,3\%$; $H^p = 3,6\%$;

$(S_p)_1 = 3,0\%$; $N_p = 1,0\%$; $O_p = 8,3\%$; $A_p = 21,8\%$; $W_p = 13,0\%$, и $3 \cdot 10^3$ кг/ч донецкого угля марки Г состава: $C_p = 55,2\%$; $H_p = 3,8\%$; $(S_p)_2 = 3,2\%$; $N_p = 1,0\%$; $O_p = 5,8\%$; $A_p = 23\%$; $W_p = 8\%$. Определить объем газов, получаемых при полном сгорании смеси, если коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$.

Ответ: $V_r = 37480$ м³/ч.

Задача 1.49. Определить объем газов, получаемых при полном сгорании 1000 м³/ч природного газа Радченковского месторождения состава: $CO_2 = 0,1\%$; $CH_4 = 85,8\%$; $C_2H_6 = 0,2\%$; $C_3H_8 = 0,1\%$; $C_4H_{10} = 0,1\%$; $N_2 = 13,7\%$. Коэффициент избытка воздуха в топочной камере $\alpha_T = 1,1$.

Ответ: $V_r = 10230$ м³/ч.

Задача 1.50. В топке котла сжигается 1 кг артемовского угля марки БЗ состава: $C_p = 35,7\%$; $H_p = 2,9\%$; $S_p = 0,3\%$; $N_p = 0,7\%$; $O_p = 12,1\%$; $A_p = 24,3\%$; $W_p = 24,0\%$. Определить объем продуктов сгорания и содержание в них кислорода O_2 , если $RO_2 = 18\%$.

Ответ: $V_r = 4,16$ м³/кг; $O_2 = 1,3\%$.

Задача 1.51. В топке котла сжигается 1 кг анадырского угля марки БЗ состава: $C_p = 50,1\%$; $H_p = 4,0\%$; $S_p = 0,1\%$; $N_p = 0,7\%$; $O_p = 12,2\%$; $A_p = 11,9\%$; $W_p = 21,0\%$. Определить коэффициент избытка воздуха при полном сгорании топлива, если $RO_2 = 16\%$.

Ответ: $\alpha_T = 1,2$.

Задача 1.52. В топке котла сжигается донецкий уголь марки Т состава: $C_p = 62,7\%$; $H_p = 3,1\%$; $S_p = 2,8\%$; $N_p = 0,9\%$; $O_p = 1,7\%$; $A_p = 23,8\%$; $W_p = 5,0\%$. Определить содержание азота N_2 в продуктах сгорания и коэффициент избытка воздуха при полном сгорании топлива, если $RO_2 = 15,0\%$.

Ответ: $V_{N_2} = 5,09$ м³/кг; $\alpha_T = 1,26$.

Задача 1.53. Определить объем сухих газов и коэффициент избытка воздуха при полном сгорании природного газа Саратовского месторождения состава: $CO_2 = 1,2\%$; $CH_4 = 91,9\%$; $C_2H_6 = 2,1\%$; $C_3H_8 = 1,3\%$; $C_4H_{10} = 0,4\%$; $C_5H_{12} = 0,1\%$; $N_2 = 3,0\%$, если известно, что продукты сгорания содержат $RO_2 = 16,0\%$ и $O_2 = 4,0\%$.

Ответ: $V_{c,r} = 6,44$ м³/м³; $\alpha_T = 1,23$.

Задача 1.54. В топке котла сжигается 1 кг райчихинского угля марки Б1 состава: $C_p = 30,4\%$; $H_p = 1,7\%$; $S_p = 0,3\%$; $N_p = 0,5\%$; $O_p = 12,2\%$; $A_p = 7,9\%$; $W_p = 47,0\%$. Определить содержание кислорода O_2 в продук-

тах сгорания и коэффициент избытка воздуха при полном сгорании топлива, если $RO_2 = 16,0\%$.

Ответ: $O_2 = 4,8\%$; $\alpha_T = 1,3$.

Задача 1.55. Определить массу продуктов сгорания и концентрацию золы в продуктах сгорания, получаемых при полном сгорании 1 кг ленинградских сланцев состава: $C_p = 20,6\%$; $H_p = 2,7\%$; $S_p = 1,7\%$; $N_p = 0,1\%$; $O_p = 2,8\%$; $A_p = 46,0\%$; $W_p = 11,5\%$; $(CO_2)_K^p = 16,4\%$, если известно, что доля золы топлива, уносимой продуктами сгорания, $a_{ун} = 0,95$. Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$.

Решение: Расчетное содержание золы в топливе с учетом неразложившихся карбонатов определяем по формуле (1.57):

$$A_K^p = A^p + (1 - K)(CO_2)_K^p = 46,0 + (1 - 0,7)16,4 = 50,9\%$$

Теоретический объем воздуха, необходимый для полного сгорания 1 кг топлива, находим по формуле (1.27):

$$V^0 = 0,089C_p + 0,266H_p + 0,033(S_p - O_p) = 0,089 \cdot 20,6 + 0,266 \cdot 2,7 + 0,033(1,7 - 2,8) = 2,52 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Массу продуктов сгорания определяем по формуле (1.56):

$$M_{r,K} = 1 - 0,01A_K^p + 1,306\alpha_T V^0 + 0,01(CO_2)_K^p K = 1 - 0,01 \cdot 50,9 + 1,306 \cdot 1,3 \cdot 2,52 + 0,01 \cdot 16,4 \cdot 0,7 = 4,9 \text{ кг/кг}.$$

Концентрацию золы в продуктах сгорания находим по формуле (1.58):

$$\mu_{ал} = \frac{A^p a_{ун}}{M_{r,K}} = \frac{46 \cdot 0,95}{4,9 \cdot 100} = 0,0892.$$

Задача 1.56. Определить массу продуктов сгорания и концентрацию золы в продуктах сгорания, получаемых при полном сгорании 1 кг карагандинского угля марки К состава: $C_p = 54,7\%$; $H_p = 3,3\%$; $S_p = 0,8\%$; $N_p = 0,8\%$; $O_p = 4,8\%$; $A_p = 27,6\%$; $W_p = 8,0\%$, если известно, что доля золы топлива, уносимой продуктами сгорания, $a_{ун} = 0,85$. Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$.

Ответ: $M_r = 9,25$ кг/кг; $\mu_{ал} = 0,0253$.

Задача 1.57. Определить массу продуктов сгорания, получаемых при полном сгорании 1 м³ природного газа Ставропольского месторождения состава: $CO_2 = 0,2\%$; $CH_4 = 98,2\%$; $C_2H_6 = 0,4\%$; $C_3H_8 = 0,1\%$; $C_4H_{10} = 0,1\%$;

$N_2 = 1,0\%$, если известно, что плотность сухого газа $\rho_{г\tau}^c = 0,728 \text{ кг/м}^3$. Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_\tau = 1,15$.

Ответ: $M_\tau = 15 \text{ кг/м}^3$.

§ 1.4. ЭНТАЛЬПИЯ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ И ВОЗДУХА

Энтальпия продуктов сгорания (кДж/кг, кДж/м³) 1 кг твердого, жидкого или 1 м³ газообразного топлива определяется как сумма энтальпий продуктов сгорания I_τ^0 при $\alpha_\tau = 1$, избыточного воздуха I_α^0 ($\alpha_\tau - 1$) и золы I_z (если $A_{пр\text{ ун}} > 1,43 \text{ кг}\cdot\% \cdot 10^{-3}/\text{кДж}$), т. е.

$$I_\tau = I_\tau^0 + (\alpha_\tau - 1) I_\alpha^0 + I_z. \quad (1.60)$$

Энтальпия продуктов сгорания (кДж/кг, кДж/м³) при $\alpha_\tau = 1$ и температуре газов ϑ , °С определяется по формуле

$$I_\tau^0 = V_{\text{RO}_2} (c\vartheta)_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 (c\vartheta)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 (c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (1.61)$$

где V_{RO_2} , $V_{\text{N}_2}^0$, $V_{\text{H}_2\text{O}}^0$ — теоретические объемы продуктов сгорания топлива, м³/кг (м³/м³); $(c\vartheta)_{\text{CO}_2}$, $(c\vartheta)_{\text{N}_2}$, $(c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}$ — энтальпия углекислоты, азота и водяных паров соответственно, кДж/м³.

Энтальпия воздуха (кДж/кг, кДж/м³) при $\alpha_\tau = 1$ и температуре ϑ , °С определяется по формуле

$$I_\alpha^0 = V^0 (c\vartheta)_\alpha, \quad (1.62)$$

где V^0 — теоретический объем воздуха, м³/кг (м³/м³); $(c\vartheta)_\alpha$ — энтальпия воздуха, кДж/м³.

Энтальпия золы (кДж/кг)

$$I_z = \frac{A_p a_{\text{ун}}}{100} (c\vartheta)_z, \quad (1.63)$$

где $a_{\text{ун}}$ — доля золы топлива, уносимой продуктами сгорания; $(c\vartheta)_z$ — энтальпия золы, кДж/кг.

Значения энтальпий продуктов полного сгорания топлива, воздуха и золы приведены в табл. 1 (см. Приложение).

I ϑ -диаграмма для продуктов сгорания. I ϑ -диаграмму строят следующим образом: задают несколько значений температуры горения топлива ϑ и вычисляют для них энтальпии продуктов сгорания. Затем, выбрав масштабы температуры и энтальпий в прямоугольной системе координат, по

точкам проводят прямую $I = f(\vartheta)$ (рис. 1.1). По I ϑ -диаграмме находят теоретическую температуру горения топлива в топке котла.

Задача 1.58. Определить энтальпию продуктов сгорания на выходе из топки, получаемых при полном сгорании 1 кг карагиндинского угля марки К состава: $C^p = 54,7\%$; $H^p = 3,3\%$; $S_\text{л}^p = 0,8\%$; $N^p = 0,8\%$; $O^p = 4,8\%$; $A^p = 27,6\%$; $W^p = 8,0\%$; если известно, что температура газов на выходе из топки равна $\vartheta_\tau = 1000^\circ\text{C}$, доля золы топлива, уносимой продуктами сгорания, $a_{\text{ун}} = 0,85$ и приведенная величина уноса золы сжигаемого топлива $A_{\text{пр. ун}} = 4,6 \text{ кг}\cdot\% \times 10^{-3}/\text{кДж}$. Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_\tau = 1,3$.

Решение: Теоретически необходимый объем воздуха определяем по формуле (1.27):

$$V^0 = 0,089C^p + 0,266H^p + 0,033 \times (S_\text{л}^p - O^p) = 0,089 \cdot 54,7 + 0,266 \cdot 3,3 + 0,033 (0,8 - 4,8) = 5,61 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объем трехатомных газов находим по формуле (1.33):

$$V_{\text{RO}_2} = 0,0187 (C^p + 0,375S_\text{л}^p) = 0,0187 (54,7 + 0,375 \cdot 0,8) = 1,03 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теоретический объем азота определяем по формуле (1.32):

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79V^0 + 0,8N^p/100 = 0,79 \cdot 5,61 + 0,8 \cdot 0,8/100 = 4,43 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теоретический объем водяных паров находим по формуле (1.35):

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,0124 (9H^p + W^p) + 0,0161V^0 = 0,0124 \times (9 \cdot 3,3 + 8,0) + 0,0161 \cdot 5,61 = 0,56 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Энтальпию продуктов сгорания при $\alpha_\tau = 1$ и температуре газов $\vartheta_\tau = 1000^\circ\text{C}$ определяем по формуле (1.61):

$$I_\tau^0 = V_{\text{RO}_2} (c\vartheta)_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 (c\vartheta)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 (c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}} = 1,03 \cdot 2202 + 4,43 \cdot 1394 + 0,56 \cdot 1725 = 9409 \text{ кДж/кг}.$$

Значения $(c\vartheta)_{\text{CO}_2}$, $(c\vartheta)_{\text{N}_2}$ и $(c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}$ при температуре газов $\vartheta_\tau = 1000^\circ\text{C}$ взяты из табл. 1 (см. Приложение).

Энтальпию золы 1 кг угля при $\vartheta_\tau = 1000^\circ\text{C}$ определяем по формуле (1.63):

$$I_z = \frac{A_p a_{\text{ун}}}{100} (c\vartheta)_z = \frac{27,6 \cdot 0,85}{100} 984 = 231 \text{ кДж/кг}.$$

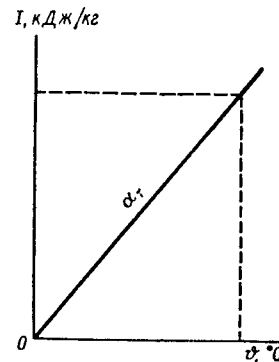


Рис. 1.1

Значение $(c\vartheta)_3$ при температуре газов $\vartheta_r = 1000^\circ\text{C}$ взято из табл. 1 (см. Приложение).

Энтальпию воздуха при $\alpha_T = 1$ и температуре газов $\vartheta_r = 1000^\circ\text{C}$ находим по формуле (1.62):

$$I_a^0 = V^0 (c\vartheta)_a = 5,61 \cdot 1436 = 8056 \text{ кДж/кг.}$$

Значение $(c\vartheta)_a$ при температуре газов $\vartheta_r = 1000^\circ\text{C}$ взято из табл. 1 (см. Приложение).

Энтальпию продуктов полного сгорания 1 кг угля при $\vartheta_r = 1000^\circ\text{C}$ определяем по формуле (1.60):

$$I_r = I_r^0 + (\alpha_T - 1) I_a^0 + I_3 = 9409 + (1,3 - 1) \times 8056 + 231 = 12\,057 \text{ кДж/кг.}$$

Задача 1.59. Определить энтальпию продуктов сгорания на выходе из топki, получаемых при полном сгорании 1 кг донецкого угля марки Т состава: $C^p = 62,7\%$; $H^p = 3,1\%$; $S_d^p = 2,8\%$; $N^p = 0,9\%$; $O^p = 1,7\%$; $A^p = 23,8\%$; $W^p = 5,0\%$, если известно, что температура газов на выходе из топki $\vartheta_r = 1100^\circ\text{C}$.

Ответ: $I_r^0 = 11\,774 \text{ кДж/кг.}$

Задача 1.60. В топке котла сжигается 1 кг донецкого угля марки А состава: $C^p = 63,8\%$; $H^p = 1,2\%$; $S_d^p = 1,7\%$; $N^p = 0,6\%$; $O^p = 1,3\%$; $A^p = 22,9\%$; $W^p = 8,5\%$. Определить энтальпию избыточного воздуха на выходе из топki при полном сгорании угля, если известно, что температура газов на выходе из топki $\vartheta_r = 1000^\circ\text{C}$. Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$.

Ответ: $I_a = 2604 \text{ кДж/кг.}$

Задача 1.61. Определить энтальпию продуктов сгорания на выходе из топki, получаемых при полном сгорании 1 м³ природного газа Газлинского месторождения состава: $\text{CO}_2 = 0,4\%$; $\text{CH}_4 = 94,0\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 2,8\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,4\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,3\%$; $\text{C}_5\text{H}_{12} = 0,1\%$; $\text{N}_2 = 2,0\%$, если известно, что температура газов на выходе из топki $\vartheta_r = 1000^\circ\text{C}$. Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,1$.

Ответ: $I_r = 18\,034 \text{ кДж/м}^3.$

Задача 1.62. Определить энтальпию избыточного воздуха на выходе из топki при полном сгорании 1 м³ природного газа Шебелинского месторождения состава: $\text{CO}_2 = 0,1\%$; $\text{CH}_4 = 92,8\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 3,9\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 1,0\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,4\%$; $\text{C}_5\text{H}_{12} = 0,3\%$; $\text{N}_2 = 1,5\%$, если известно, что температура газов на выходе из топki $\vartheta_r = 1000^\circ\text{C}$. Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,1$.

Ответ: $I_a = 1431 \text{ кДж/м}^3.$

Задача 1.63. Определить энтальпию продуктов сгорания на выходе из топki, получаемых при полном сгорании 1 кг

высокосернистого мазута состава: $C^p = 83,0\%$; $H = 10,4\%$; $S_d^p = 2,8\%$; $O^p = 0,7\%$; $A^p = 0,1\%$; $W^p = 3,0\%$, если известно, что температура газов на выходе из топki $\vartheta_r = 1100^\circ\text{C}$. Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,15$.

Ответ: $I_r = 21\,377 \text{ кДж/кг.}$

Задача 1.64. Определить энтальпию избыточного воздуха и золы на выходе из топki при полном сгорании 1 кг донецкого угля марки Г состава: $C^p = 55,2\%$; $H^p = 3,8\%$; $S_d^p = 3,2\%$; $N^p = 1,0\%$; $O^p = 5,8\%$; $A^p = 23,0\%$; $W^p = 8,0\%$, если известно, что температура газов на выходе из топki $\vartheta_r = 1100^\circ\text{C}$, доля золы топлива, уносимой продуктами сгорания, $a_{yn} = 0,85$ и приведенная величина уноса золы сжигаемого топлива $A_{пр.yn} = 3,72 \text{ кг} \cdot \% \times 10^{-3} / \text{кДж}$. Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$.

Ответ: $I_a = 2790 \text{ кДж/кг; } I_3 = 214 \text{ кДж/кг.}$

Задача 1.65. В топке котла сжигается 1 кг карагандинского угля марки К состава: $C^p = 54,7\%$; $H^p = 3,3\%$; $S_d^p = 0,8\%$; $N^p = 0,8\%$; $O^p = 4,8\%$; $A^p = 27,6\%$; $W^p = 8,0\%$. Построить $I\vartheta$ -диаграмму для продуктов сгорания в интервале температур горения топлива $600 \dots 2000^\circ\text{C}$. Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$.

Решение: Теоретически необходимый объем воздуха определяем по формуле (1.27):

$$V^0 = 0,089C^p + 0,266H^p + 0,033(S_d^p - O^p) = 0,089 \times 54,7 + 0,266 \cdot 3,3 + 0,033(0,8 - 4,8) = 5,61 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Объем трехатомных газов находим по формуле (1.33):

$$V_{\text{RO}_2} = 0,0187(C^p + 0,375S_d^p) = 0,0187(54,7 + 0,375 \cdot 0,8) = 1,03 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Теоретический объем азота определяем по формуле (1.32):

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79V^0 + 0,8N^p/100 = 0,79 \cdot 5,61 + 0,8 \cdot 0,8/100 = 4,43 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Теоретический объем водяных паров находим по формуле (1.35):

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,0124(9H^p + W^p) + 0,0161V^0 = 0,0124 \times (9 \cdot 3,3 + 8) + 0,0161 \cdot 5,61 = 0,56 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Энтальпию продуктов сгорания 1 кг угля при $\vartheta_r = 600^\circ\text{C}$ определяем по формуле (1.60):

$$I_r = I_r^0 + (\alpha_T - 1) I_a^0 = V_{\text{RO}_2} (c\vartheta)_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 (c\vartheta)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 (c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}} + (\alpha_T - 1) V^0 (c\vartheta)_a = 1,03 \cdot 1222 + 4,43 \times 804 + 0,56 \cdot 967 + (1,3 - 1) \cdot 5,61 \cdot 830 = 6759 \text{ кДж/кг.}$$

Значения $(c\vartheta)_{\text{CO}_2}$, $(c\vartheta)_{\text{N}_2}$, $(c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}$ и $(c\vartheta)_{\text{в}}$ при температуре $\vartheta_{\text{г}} = 600^\circ\text{C}$ взяты из табл. 1 (см. Приложение).
При $\vartheta_{\text{г}} = 1000^\circ\text{C}$

$$I_{\text{г}} = I_{\text{г}}^0 + (\alpha_{\text{т}} - 1) I_{\text{в}}^0 = V_{\text{RO}_2} (c\vartheta)_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2} (c\vartheta)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} (c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}} + (\alpha_{\text{т}} - 1) V^0 (c\vartheta)_{\text{в}} = 1,03 \cdot 2202 + 4,43 \times 1394 + 0,56 \cdot 1725 + (1,3 - 1) 5,61 \cdot 1436 = 11\,826 \text{ кДж/кг.}$$

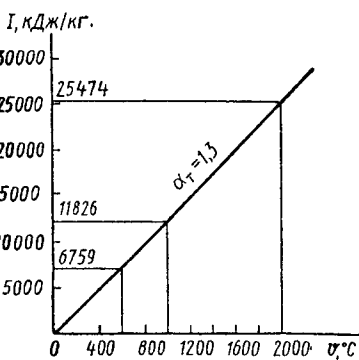


Рис. 1.2

По найденным значениям энтальпий продуктов сгорания строим I/ϑ -диаграмму (рис. 1.2).

ГЛАВА 2

КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

§ 2.1. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС, КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ И РАСХОД ТОПЛИВА КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Тепловой баланс котельного агрегата. Тепловым балансом называют распределение теплоты, вносимой в котлоагрегат при сжигании топлива, на полезно использованную теплоту и тепловые потери. Тепловой баланс составляется на 1 кг твердого (жидкого) топлива или на 1 м³ газообразного топлива применительно к установившемуся тепловому состоянию котельного агрегата.

Уравнение теплового баланса (кДж/кг, кДж/м³) имеет вид

$$Q_{\text{р}}^{\text{р}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (2.1)$$

или в процентах от располагаемой теплоты топлива

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 100, \quad (2.2)$$

где $q_1 = (Q_1/Q_{\text{р}}^{\text{р}}) 100$; $q_2 = (Q_2/Q_{\text{р}}^{\text{р}}) 100$ и т. д.

В уравнениях (2.1) и (2.2): $Q_{\text{р}}^{\text{р}}$ — располагаемая теплота; $Q_1 (q_1)$ — теплота, полезно использованная в котлоагрегате на получение пара; $Q_2 (q_2)$ — потери теплоты с уходящими газами; $Q_3 (q_3)$ — потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива; $Q_4 (q_4)$ — потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива; $Q_5 (q_5)$ — потери теплоты в окружающую среду; $Q_6 (q_6)$ — потеря теплоты с физической теплотой шлака.

Располагаемая теплота (кДж/кг, кДж/м³) на 1 кг твердого (жидкого) или на 1 м³ газообразного топлива определяется по формулам:

$$Q_{\text{р}}^{\text{р}} = Q_{\text{н}}^{\text{р}} + Q_{\text{тл}} + Q_{\text{в.вн}} + Q_{\text{ф}} - Q_{\text{к}}; \quad (2.3)$$

$$Q_{\text{р}}^{\text{р}} = Q_{\text{н}}^{\text{с}} + Q_{\text{тл}} + Q_{\text{в.вн}} + Q_{\text{ф}},$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ и $Q_{\text{н}}^{\text{с}}$ — низшая теплота сгорания рабочей массы твердого и жидкого топлива и сухой массы газообразного топлива, кДж/кг (кДж/м³); $Q_{\text{тл}}$ — физическая теплота топлива, кДж/кг (кДж/м³); $Q_{\text{в.вн}}$ — теплота, вносимая в топку с воздухом, кДж/кг (кДж/м³); $Q_{\text{ф}}$ — теплота, вносимая в топку с паровым дутьем, кДж/кг (кДж/м³); $Q_{\text{к}}$ — теплота, затраченная на разложение карбонатов при сжигании сланцев, кДж/кг.

Физическая теплота топлива

$$Q_{\text{тл}} = c_{\text{т}}^{\text{р}} t_{\text{т}}, \quad (2.4)$$

где $c_{\text{т}}^{\text{р}}$ — теплоемкость рабочей массы топлива, кДж/(кг·К); $t_{\text{т}}$ — температура топлива на входе, в топку, °С.

Теплоемкость рабочей массы топлива

$$c_{\text{т}}^{\text{р}} = c_{\text{т}}^{\text{с}} \frac{100 - W^{\text{р}}}{100} + c_{\text{H}_2\text{O}} \frac{W^{\text{р}}}{100}, \quad (2.5)$$

где $c_{\text{т}}^{\text{с}}$, $c_{\text{H}_2\text{O}}$ — соответственно теплоемкости сухой массы твердого топлива и воды, кДж/(кг·К); $c_{\text{т}}^{\text{с}}$ — для антрацита —

0,921, для каменных углей — 0,962, для бурых углей — 1,088, для фрезерного торфа — 1,297 и сланцев — 1,046.

Теплоемкость мазута

$$c_T^p = 1,74 + 0,0025t_T. \quad (2.6)$$

Физическая теплота топлива учитывается в том случае, если оно предварительно подогрето вне котлоагрегата (подогрев мазута, сушка топлива в разомкнутой системе и т. д.).

Теплота, вносимая в топку с воздухом:

$$Q_{в.вн} = \alpha_T V^0 c_{pв}^0 \Delta t_{пв}. \quad (2.7)$$

где α_T — коэффициент избытка воздуха в топке; V^0 — теоретический объем воздуха, необходимый для сгорания 1 кг топлива, m^3/kg ; $c_{pв}^0$ — средняя объемная теплоемкость воздуха при постоянном давлении, $kJ/(m^3 \cdot K)$; при температуре воздуха до $300^\circ C$ $c_{pв}^0 = 1,33$ $kJ/(m^3 \cdot K)$; $\Delta t_{пв}$ — разность температур подогретого и холодного воздуха, $^\circ C$.

Теплота, вносимая в топку с паровым дутьем:

$$Q_{\phi} = W_{\phi} (i_{\phi} - 2510), \quad (2.8)$$

где W_{ϕ} и i_{ϕ} — соответственно расход и энтальпия пара, идущего на дутье или распыливание топлива, kg/kg и kJ/kg ; для дутья $W_{\phi} = 0,7 \dots 0,8$ kg/kg ; для распыливания паровыми форсунками $W_{\phi} = 0,35$ kg/kg , паромеханическими $W_{\phi} = 0,03 \dots 0,035$ kg/kg .

Теплота, затраченная на разложение карбонатов при сжигании сланцев:

$$Q_K = 40,6K (CO_2)_K^p,$$

где K — коэффициент разложения карбонатов.

Теплота (kJ/kg), полезно использованная в котлоагрегате:

$$Q_1 = \frac{D_{пе}}{B} \left[(i_{п.п} - i_{п.в}) + \frac{P}{100} (i_{к.в} - i_{п.в}) \right] + D_{н.п} (i_{н.п} - i_{п.в}), \quad (2.9)$$

где $D_{пе}$, $D_{н.п}$ — соответственно расход перегретого и насыщенного пара, kg/s ; B — расход натурального топлива, kg/s ; $i_{п.п}$, $i_{п.в}$, $i_{н.в}$, $i_{к.в}$ — соответственно энтальпии перегретого и насыщенного пара, питательной и котловой воды, kJ/kg ; P — величина непрерывной продувки, %.

Теплота (kJ/kg), полезно использованная в водогрейных котлах:

$$Q_1 = \frac{M_{в}}{B} (i_2 - i_1), \quad (2.10)$$

где i_1 и i_2 — соответственно энтальпии воды, поступающей в котел и выходящей из него, kJ/kg ; $M_{в}$ — расход воды, kg/s .

Теплота (%), полезно использованная в котлоагрегате:

$$q_1 = (Q_1/Q_p^p) 100. \quad (2.11)$$

Потери теплоты (kJ/kg) с уходящими газами

$$Q_2 = (V_{yx} c'_{p_{yx}} \vartheta_{yx} - \alpha_{yx} V^0 c'_{pв} t_{пв}) (100 - q_4) / 100 = (I_{yx} - \alpha_{yx} I_{х.в}^0) (100 - q_4) / 100, \quad (2.12)$$

где V_{yx} — объем уходящих (дымовых) газов на выходе из последнего газохода котлоагрегата, m^3/kg ; $c'_{p_{yx}}$ — средняя объемная теплоемкость газов при постоянном давлении, определяемая по ϑ_{yx} , $kJ/(m^3 \cdot K)$; ϑ_{yx} — температура уходящих газов на выходе из последнего газохода, $^\circ C$; α_{yx} — коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом; V^0 — теоретический объем воздуха, необходимый для сгорания 1 кг топлива, m^3/kg ; $t_{пв}$ — температура воздуха в котельной, $^\circ C$; q_4 — потеря теплоты от механической неполноты сгорания, %; I_{yx} , $I_{х.в}^0$ — соответственно энтальпии продуктов сгорания и холодного воздуха, kJ/kg .

Потери теплоты (%) с уходящими газами

$$q_2 = (Q_2/Q_p^p) 100 = (I_{yx} - \alpha_{yx} I_{х.в}^0) (100 - q_4) / Q_p^p. \quad (2.13)$$

Потери теплоты (kJ/kg) от химической неполноты сгорания топлива определяются содержанием в продуктах горения CO :

$$Q_3 = 237 (C^p + 0,375S_n^p) CO / (RO_2 + CO), \quad (2.14)$$

где C^p и S_n^p — содержание углерода и серы в топливе, %; CO — содержание оксида углерода в уходящих газах, %; $RO_2 = CO_2 + SO_2$ — содержание CO_2 и SO_2 в уходящих газах, %.

Потери теплоты (%) от химической неполноты сгорания топлива

$$q_3 = (Q_3/Q_p^p) 100. \quad (2.15)$$

Потери теплоты (кДж/кг) от механической неполноты сгорания топлива складываются из трех составляющих: потерь теплоты топлива со шлаком $Q_{4\text{шл}}$ (кДж/кг), потерь теплоты с провалом топлива под колосниковую решетку $Q_{4\text{пр}}$ (кДж/кг) и потерь теплоты с частичками топлива, уносимыми уходящими газами $Q_{4\text{ун}}$ (кДж/кг), т. е.

$$Q_4 = Q_{4\text{шл}} + Q_{4\text{пр}} + Q_{4\text{ун}}. \quad (2.16)$$

Потери теплоты (%) от механической неполноты сгорания топлива

$$q_4 = \frac{Q_4}{Q_p^p} 100 = \frac{327 A^p}{Q_p^p} \left(a_{\text{шл+пр}} \frac{C_{\text{шл+пр}}}{100 - C_{\text{шл+пр}}} + a_{\text{ун}} \frac{C_{\text{ун}}}{100 - C_{\text{ун}}} \right), \quad (2.17)$$

где A^p — содержание золы в топливе, %; $a_{\text{шл+пр}}$, $a_{\text{ун}}$ — доли золы в шлаке, провале и уносе от общего количества золы, введенного в топку с топливом, %; $C_{\text{шл+пр}}$, $C_{\text{ун}}$ — содержание горючих в шлаке, провале и уносе, %.

Потери теплоты (кДж/кг) в окружающую среду зависят от размеров поверхности котлоагрегата, качества обмуровки и тепловой изоляции.

В расчетах потери теплоты в окружающую среду принимаются по нормативным данным, а при испытаниях котельных агрегатов определяются из уравнения теплового баланса

$$Q_5 = Q_p^p - (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_6), \quad (2.18)$$

или в процентах

$$q_5 = 100 - (q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_6). \quad (2.19)$$

Потери теплоты (кДж/кг) с физической теплотой шлака

$$Q_6 = a_{\text{шл}} c_{\text{шл}} t_{\text{шл}} A^p / 100, \quad (2.20)$$

где $a_{\text{шл}}$ — доля золы топлива в шлаке: для камерных топок $a_{\text{шл}} = 1 - a_{\text{ун}}$, для слоевых топок к $a_{\text{шл}}$ следует прибавить долю золы топлива в провале $a_{\text{пр}}$; $c_{\text{шл}}$ — теплоемкость шлака, кДж/(кг·К); $t_{\text{шл}}$ — температура шлака, °С; A^p — содержание золы в топливе, %.

Потери теплоты (%) с физической теплотой шлака

$$q_6 = (Q_6 / Q_p^p) 100 = a_{\text{шл}} c_{\text{шл}} t_{\text{шл}} A^p / Q_p^p. \quad (2.21)$$

Коэффициенты полезного действия котельного агрегата (брутто) и установки (нетто). К п. д. котельного агрегата (брутто) характеризует степень экономичности его работы и представляет собой отношение использованной в котлоагрегате теплоты к располагаемой теплоте топлива, т. е.

$$\eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} = (Q_1 / Q_p^p) 100, \quad (2.22)$$

или

$$\eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \quad (2.23)$$

К п. д. котельной установки (нетто) равен к п. д. котлоагрегата за вычетом расхода теплоты на собственные нужды (освещение, привод насосов, вентиляторов и т. д.), т. е.

$$\eta_{\text{к.у}}^{\text{нт}} = \eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} - \frac{Q_{\text{с.н}}}{B Q_p^p} 100, \quad (2.24)$$

где $Q_{\text{с.н}}$ — расход теплоты на собственные нужды, кДж/с.

Расход топлива. При тепловых расчетах котельных агрегатов различают натуральный расход топлива B и расчетный B_p

Натуральный расход (кг/с) топлива определяется по формуле

$$B = \frac{D_{\text{пе}} [(i_{\text{п.п}} - i_{\text{п.в}}) + (p/100) (i_{\text{к.в}} - i_{\text{п.в}})] + D_{\text{н.п}} (i_{\text{п.п}} - i_{\text{п.в}})}{Q_p^p \eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}}} \times 100, \quad (2.25)$$

где $\eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}}$ — к. п. д. котлоагрегата (брутто), %

Расчетный расход (кг/с) топлива определяется с учетом механической неполноты сгорания

$$B_p = B (1 - q_4/100), \quad (2.26)$$

где q_4 — потери теплоты от механической неполноты сгорания, %

Задача 2.1. В топке котельного агрегата паропроизводительностью $D = 13,4$ кг/с сжигается подмосковный уголь марки Б2 состава: $C^p = 28,7$ %; $H^p = 2,2$ %; $S^p = 2,7$ %; $N^p = 0,6$ %; $O^p = 8,6$ %, $A^p = 25,2$ %; $W^p = 32,0$ %. Составить тепловой баланс котельного агрегата, если известны температура топлива при входе в топку $t_t = 20^\circ\text{С}$, натуральный расход топлива $B = 4$ кг/с, давление перегретого пара $p_{\text{п.п}} = 4$ МПа, температура перегретого пара

$t_{п.п} = 450^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{п.в} = 150^\circ\text{C}$, величина непрерывной продувки $P = 4\%$; теоретический объем воздуха, необходимый для сгорания 1 кг топлива $V^0 = 2,94\text{ м}^3/\text{кг}$, объем уходящих газов на выходе из последнего газохода $V_{yx} = 4,86\text{ м}^3/\text{кг}$, температура уходящих газов на выходе из последнего газохода $\vartheta_{yx} = 160^\circ\text{C}$, средняя объемная теплоемкость газов при постоянном давлении $c'_{yx} = 1,415\text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$, коэффициент избытка воздуха за последним газоходом $\alpha_{yx} = 1,48$, температура воздуха в котельной $t_b = 30^\circ\text{C}$, средняя объемная теплоемкость воздуха при постоянном давлении $c_{рв} = 1,297\text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$, содержание в уходящих газах оксида углерода $\text{CO} = 0,2\%$ и трехатомных газов $\text{RO}_2 = 16,6\%$ и потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 4\%$. Потерями теплоты с физической теплотой шлака пренебречь.

Решение: Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле (1.12):

$$Q_{\text{н}}^p = 338C^p + 1025H^p - 108,5(O^p - S_{\text{л}}^p) - 25W^p = 338 \cdot 28,7 + 1025 \cdot 2,2 - 108,5(8,6 - 2,7) - 25 \cdot 32 = 10\,516\text{ кДж/кг}.$$

Теплоемкость рабочей массы топлива находим по формуле (2.5):

$$c_{\text{т}}^p = c_{\text{т}}^c (100 - W^p)/100 + C_{\text{H}_2\text{O}} W^p/100 = 1,088(100 - 32)/100 + 4,19 \cdot 32/100 = 2,08\text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K}).$$

Физическую теплоту топлива определяем по формуле (2.4):

$$Q_{\text{тл}} = c_{\text{т}}^p t_{\text{т}} = 2,08 \cdot 20 = 41,6\text{ кДж/кг}.$$

Располагаемую теплоту находим по формуле (2.3):

$$Q_{\text{р}}^p = Q_{\text{н}}^p + Q_{\text{тл}} = 10\,516 + 41,6 = 10\,557,6\text{ кДж/кг}.$$

Теплоту, полезно использованную в котлоагрегате, определяем по формуле (2.9):

$$Q_1 = (D_{\text{пе}}/B) [(i_{п.п} - i_{п.в}) + (P/100)(i_{к.в} - i_{п.в})] = (13,4/4) [(3330 - 632) + (4/100)(1087,5 - 632)] = 9099\text{ кДж/кг}.$$

$D_{\text{пе}} = D$, так как отсутствует отбор насыщенного пара.

Энтальпию пара $i_{п.п}$ находим по i -s-диаграмме: $i_{п.п} = 3330\text{ кДж/кг}$; энтальпию питательной и котловой воды находим по табл. 2, 3 (см. Приложение): $i_{п.в} = i' = 632\text{ кДж/кг}$; $i_{к.в} = i' = 1087,5\text{ кДж/кг}$.

Потери теплоты с уходящими газами находим по (2.12):

$$Q_2 = (V_{yx} c'_{yx} \vartheta_{yx} - \alpha_{yx} V^0 c'_{рв} t_b) (100 - q_4)/100 = (4,86 \cdot 1,415 \cdot 160 - 1,48 \cdot 2,94 \cdot 1,297 \cdot 30) (100 - 4)/100 = 891\text{ кДж/кг}.$$

Потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива определяем по формуле (2.14):

$$Q_3 = 237(C^p + 0,375S_{\text{л}}^p)\text{CO}/(\text{RO}_2 + \text{CO}) = 237(28,7 + 0,375 \cdot 2,7) \cdot 0,2/(16,6 + 0,2) = 83\text{ кДж/кг}.$$

Потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива находим по формуле (2.17):

$$Q_4 = q_4 Q_{\text{р}}^p/100 = 4 \cdot 10\,557,6/100 = 422,3\text{ кДж/кг}.$$

Потери теплоты в окружающую среду определяем по формуле (2.18):

$$Q_5 = Q_{\text{р}}^p - (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4) = 10\,557,6 - (9099 + 891 + 83 + 422,3) = 62,3\text{ кДж/кг}.$$

Составляющие теплового баланса:

$$q_1 = (Q_1/Q_{\text{р}}^p) 100 = (9099/10\,557,6) 100 = 86,2\%;$$

$$q_2 = (Q_2/Q_{\text{р}}^p) 100 = (891/10\,557,6) 100 = 8,4\%;$$

$$q_3 = (Q_3/Q_{\text{р}}^p) 100 = 83/10\,557,6) 100 = 0,8\%;$$

$$q_5 = (Q_5/Q_{\text{р}}^p) 100 = (62,3/10\,557,6) 100 = 0,6\%.$$

Тепловой баланс котельного агрегата согласно уравнению (2.1)

$$Q_{\text{р}}^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 = 9099 + 891 + 83 + 422,3 + 62,3 = 10\,557,6\text{ кДж/кг},$$

или в процентах от располагаемой теплоты топлива согласно уравнению (2.2)

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 = 86,2 + 8,4 + 0,8 + 4 + 0,6 = 100\%.$$

Задача 2.2. В топке котла сжигается малосернистый мазут состава: $C^p = 84,65\%$; $H^p = 11,7\%$; $S_{\text{л}}^p = 0,3\%$; $O^p = 0,3\%$; $A^p = 0,05\%$; $W^p = 3,0\%$. Определить располагаемую теплоту, если температура подогрева мазута $t_{\text{т}} = 93^\circ\text{C}$ и энтальпия пара, идущего на распыливание топлива паровыми форсунками, $i_{\text{ф}} = 3280\text{ кДж/кг}$.

Ответ: $Q_{\text{р}}^p = 40\,982\text{ кДж/кг}$.

Задача 2.3. В топке котла сжигается челябинский уголь марки БЗ состава: $C^p = 37,3\%$; $H^p = 2,8\%$; $S_{\text{л}}^p = 1,0\%$; $N^p = 0,9\%$; $O^p = 10,5\%$; $A^p = 29,5\%$; $W^p = 18\%$. Определить располагаемую теплоту, если температура топлива на входе в топку $t_{\text{т}} = 20^\circ\text{C}$.

Ответ: $Q_p^p = 14\,030$ кДж/кг.

Задача 2.4. Определить теплоту, полезно использованную в водогрейном котле, если известны натуральный расход топлива $B = 1,2$ кг/с, расход воды $M_n = 70$ кг/с, температура воды, поступающей в котел, $t_1 = 70^\circ\text{C}$ и температура воды, выходящей из него, $t_2 = 150^\circ\text{C}$.

Ответ: $Q_1 = 19\,553$ кДж/кг.

Задача 2.5. Определить теплоту, полезно использованную в котельном агрегате паропроизводительностью $D = 5,45$ кг/с, если натуральный расход топлива $B = 0,64$ кг/с, давление перегретого пара $p_{п.п} = 1,3$ МПа, температура перегретого пара $t_{п.п} = 275^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{п.в} = 100^\circ\text{C}$ и величина непрерывной продувки $P = 3\%$.

Ответ: $Q = 21\,996$ кДж/кг.

Задача 2.6. В топке котельного агрегата паропроизводительностью $D = 5,6$ кг/с сжигается абанский уголь марки Б2 состава: $C_p = 41,5\%$; $H_p = 2,9\%$; $S_p^p = 0,4\%$; $N_p = 0,6\%$; $O_p = 13,1\%$; $A_p = 8,0\%$; $W_p = 33,5\%$. Определить в процентах теплоту, полезно использованную в котлоагрегате, если известны натуральный расход топлива $B = 1,12$ кг/с, давление перегретого пара $p_{п.п} = 4$ МПа, температура перегретого пара $t_{п.п} = 400^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{п.в} = 130^\circ\text{C}$, величина непрерывной продувки $P = 3\%$ и температура топлива на входе в топку $t_T = 20^\circ\text{C}$.

Ответ: $q_1 = 91\%$.

Задача 2.7. В топке котельного агрегата паропроизводительностью $D = 7,22$ кг/с сжигается высокосернистый мазут состава: $C_p = 83,0\%$; $H_p = 10,4\%$; $S_p^p = 2,8\%$; $O_p = 0,7\%$; $A_p = 0,1\%$; $W_p = 3,0\%$. Определить располагаемую теплоту в кДж/кг и теплоту, полезно использованную в котлоагрегате в процентах, если известны температура подогрева мазута $t_T = 90^\circ\text{C}$, натуральный расход топлива $B = 0,527$ кг/с, давление перегретого пара $p_{п.п} = 1,3$ МПа, температура перегретого пара $t_{п.п} = 250^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{п.в} = 100^\circ\text{C}$ и величина непрерывной продувки $P = 4\%$.

Ответ: $Q_p^p = 39\,044$ кДж/кг; $q_1 = 89,5\%$.

Задача 2.8. В топке котельного агрегата паропроизводительностью $D = 4,2$ кг/с сжигается природный газ Дашавского месторождения с низшей теплотой сгорания $Q_n^c = 35\,700$ кДж/м³. Определить в кДж/м³ и процентах тепло-

ту, полезно использованную в котлоагрегате, если известны натуральный расход топлива $B = 0,32$ м³/с, теоретический объем воздуха, необходимый для сгорания 1 м³ топлива, $V^0 = 9,5$ м³/м³, давление перегретого пара $p_{п.п} = 4$ МПа, температура перегретого пара $t_{п.п} = 400^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{п.в} = 130^\circ\text{C}$, температура воздуха в котельной $t_{в} = 30^\circ\text{C}$, температура поступающего в топку воздуха $t_n' = 230^\circ\text{C}$ и коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,1$.

Ответ: $Q_1 = 35\,568$ кДж/м³; $q_1 = 92,4\%$.

Задача 2.9. В топке котла сжигается малосернистый мазут состава: $C_p = 84,65\%$; $H_p = 11,7\%$; $S_p^p = 0,3\%$; $O_p = 0,3\%$; $A_p = 0,05\%$; $W_p = 3,0\%$. Определить потери теплоты в кДж/кг и процентах с уходящими газами из котлоагрегата, если известны коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом $\alpha_{yx} = 1,35$, температура уходящих газов на выходе из последнего газохода $\phi_{yx} = 160^\circ\text{C}$, температура воздуха в котельной $t_{в} = 30^\circ\text{C}$, средняя объемная теплоемкость воздуха при постоянном давлении $c_{p,в}' = 1,297$ кДж/(м³·К) и температура подогрева мазута $t_T = 90^\circ\text{C}$.

Решение: Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле (1.12):

$$Q_n^p = 338C_p + 1025H_p - 108,5(O_p - S_p^p) - 25W_p = 338 \cdot 84,65 + 1025 \cdot 11,7 - 108,5(0,3 - 0,3) - 25 \cdot 3,0 = 40\,529 \text{ кДж/кг.}$$

Теплоемкость мазута находим по формуле (2.6):

$$c_T^p = 1,74 + 0,0025t_T = 1,74 + 0,0025 \cdot 90 = 1,97 \text{ кДж/(кг·K).}$$

Физическую теплоту топлива определяем по формуле (2.4):

$$Q_{тл} = c_T^p t_T = 1,97 \cdot 90 = 177 \text{ кДж/кг.}$$

Располагаемую теплоту находим по формуле (2.3):

$$Q_p^p = Q_n^p + Q_{тл} = 40\,529 + 177 = 40\,706 \text{ кДж/кг.}$$

Теоретический объем воздуха, необходимый для сгорания 1 кг топлива, определяем по формуле (1.27):

$$V^0 = 0,089C_p + 0,266H_p + 0,033(S_p^p - O_p) = 0,089 \times 84,65 + 0,266 \cdot 11,7 + 0,033(0,3 - 0,3) = 10,62 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Объем трехатомных газов находим по формуле (1.33):

$$V_{ро,} = 0,0187(C_p + 0,375S_p^p) = 0,0187(84,65 + 0,375 \times 0,3) = 1,58 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Теоретический объем азота определяем по формуле (1.32):
 $V_{N_2}^0 = 0,79V^0 + 0,8N^p/100 = 0,79 \cdot 10,62 = 8,39 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Теоретический объем водяных паров находим по формуле (1.35):

$$V_{H_2O}^0 = 0,0124(9H^p + W^p) + 0,0161V^0 = 0,0124 \times (9 \cdot 11,7 + 3,0) + 0,0161 \cdot 10,62 = 1,51 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Энтальпию продуктов сгорания при $\alpha_T = 1$ и $\vartheta_{yx} = 160^\circ\text{C}$ определяем по формуле (1.61):

$$I_T^0 - V_{RO_2}(c\vartheta)_{CO_2} + V_{N_2}^0(c\vartheta)_{N_2} + V_{H_2O}^0(c\vartheta)_{H_2O} = 1,58 \cdot 280 + 8,39 \cdot 208 + 1,51 \cdot 242 = 2553 \text{ кДж/кг}.$$

Значения $(c\vartheta)_{CO_2}$, $(c\vartheta)_{N_2}$ и $(c\vartheta)_{H_2O}$ находим по табл. 1 (см. Приложение).

Энтальпию воздуха при $\alpha_T = 1$ и $\vartheta_{yx} = 160^\circ\text{C}$ определяем по (1.62):

$$I_B^0 = V^0(c\vartheta)_B = 10,62 \cdot 212 = 2251 \text{ кДж/кг}.$$

Значение $(c\vartheta)_B$ находим по табл. 1 (см. Приложение).

Энтальпию продуктов сгорания при $\vartheta_{yx} = 160^\circ\text{C}$ находим по (1.60):

$$I_{yx} = I_T^0 + (\alpha_{yx} - 1) I_B^0 = 2553 + (1,35 - 1) 2251 = 3341 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпию холодного воздуха

$$I_{x.B}^0 = V^0 c'_{p.B} t_B = 10,62 \cdot 1,297 \cdot 30 = 413 \text{ кДж/кг}.$$

Потери теплоты с уходящими газами определяем по формуле (2.12):

$$Q_2 = (I_{yx} - \alpha_{yx} I_{x.B}^0) \frac{100 - q_4}{100} = (3341 - 1,35 \cdot 413) \frac{100 - 0}{100} = 2783 \text{ кДж/кг};$$

в процентах — по формуле (2.13):

$$q_2 = (Q_2/Q_B^0) 100 = (2783/40706) 100 = 6,8 \text{ \%}.$$

Задача 2.10. В топке котельного агрегата сжигается кагандинский уголь марки К состава: $C^p = 54,7 \text{ \%}$; $H^p = 3,3 \text{ \%}$; $S^p = 0,8 \text{ \%}$; $N^p = 0,8 \text{ \%}$; $O^p = 4,8 \text{ \%}$; $A^p = 27,6 \text{ \%}$; $W^p = 8,0 \text{ \%}$. Определить потери теплоты уходящими газами из котлоагрегата, если известны коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом $\alpha_{yx} = 1,46$, объем уходящих газов на выходе из последнего газохода $V_{yx} = 8,62 \text{ м}^3/\text{кг}$, температура уходящих газов на выходе из последнего газохода $\vartheta_{yx} = 150^\circ\text{C}$, средняя объемная теплоемкость газов при постоянном давлении $c'_{p.yx} =$

$= 1,4 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$, температура воздуха в котельной $t_B = 30^\circ\text{C}$, средняя объемная теплоемкость воздуха при постоянном давлении $c'_{p.B} = 1,297 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$ и потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 3 \text{ \%}$.

Ответ: $Q_2 = 1454 \text{ кДж/кг}$.

Задача 2.11. В топке котельного агрегата сжигается каменный уголь с низшей теплотой сгорания $Q_B^p = 27600 \text{ кДж/кг}$. Определить потери теплоты в процентах с уходящими газами из котлоагрегата, если известны коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом $\alpha_{yx} = 1,4$, объем уходящих газов на выходе из последнего газохода $V_{yx} = 10,5 \text{ м}^3/\text{кг}$, температура уходящих газов на выходе из последнего газохода $\vartheta_{yx} = 160^\circ\text{C}$, средняя объемная теплоемкость газов при $p = \text{const}$ $c'_{p.yx} = 1,415 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$, теоретический объем воздуха, необходимый для сгорания 1 кг топлива $V^0 = 7,2 \text{ м}^3/\text{кг}$, температура воздуха в котельной $t_B = 30^\circ\text{C}$, температура воздуха, поступающего в топку, $t_B' = 180^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,2$, средняя объемная теплоемкость воздуха при постоянном давлении $c'_{p.B} = 1,297 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$ и потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 4 \text{ \%}$.

Ответ: $q_2 = 6,5 \text{ \%}$.

Задача 2.12. Определить, на сколько процентов возрастут потери теплоты с уходящими газами из котельного агрегата при повышении температуры уходящих газов ϑ_{yx} со 160 до 180°C , если известны коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом $\alpha_{yx} = 1,48$, объем уходящих газов на выходе из последнего газохода $V_{yx} = 4,6 \text{ м}^3/\text{кг}$, средняя объемная теплоемкость газов при постоянном давлении $c'_{p.yx} = 1,415 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$, теоретический объем воздуха, необходимый для сгорания 1 кг топлива $V^0 = 2,5 \text{ м}^3/\text{кг}$, температура воздуха в котельной $t_B = 30^\circ\text{C}$, средняя объемная теплоемкость воздуха при постоянном давлении $c'_{p.B} = 1,297 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$ и потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $Q_4 = 340 \text{ кДж/кг}$. Котельный агрегат работает на фрезерном торфе с низшей теплотой сгорания $Q_B^p = 8500 \text{ кДж/кг}$.

Ответ: $\Delta q_2 = 1,5 \text{ \%}$.

Задача 2.13. Определить в процентах потери теплоты с уходящими газами из котельного агрегата, если известны коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом $\alpha_{yx} = 1,5$, температура уходящих газов на выходе из последнего газохода $\vartheta_{yx} = 150^\circ\text{C}$, температура воздуха в котельной

$t_b = 30^\circ\text{C}$, средняя объемная теплоемкость воздуха при постоянном давлении $c'_{p\text{в}} = 1,297 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$, температура топлива при входе в топку $t_t = 20^\circ\text{C}$ и потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 3,5\%$. Котельный агрегат работает на абанском угле марки Б2 состава: $C^p = 41,5\%$; $H^p = 2,9\%$; $S^p_L = 0,4\%$; $N^p = 0,6\%$; $O^p = 13,1\%$; $A^p = 8,0\%$; $W^p = 33,5\%$.

Ответ: $q_2 = 8,0\%$

Задача 2.14. Определить, на сколько процентов уменьшатся потери теплоты сходящими газами из котельного агрегата при снижении температуры уходящих газов ϑ_{yx} со 145 до 130°C , если известны коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом $\alpha_{yx} = 1,43$, объем уходящих газов на выходе из последнего газохода $V_{yx} = 8,62 \text{ м}^3/\text{кг}$, средняя объемная теплоемкость газов при постоянном давлении $c'_{p\text{yx}} = 1,415 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$, теоретический объем воздуха, необходимый для сгорания 1 кг топлива, $V^0 = 5,815 \text{ м}^3/\text{кг}$, температура воздуха в котельной $t_b = 30^\circ\text{C}$, средняя объемная теплоемкость воздуха при постоянном давлении $c'_{p\text{в}} = 1,297 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$ и потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 3\%$. Котельный агрегат работает на каменном угле с низшей теплотой сгорания $Q^p_n = 22\,290 \text{ кДж}/\text{кг}$.

Ответ: $\Delta q = 0,8\%$

Задача 2.15. В топке котельного агрегата сжигается челябинский уголь марки Б2 состава: $C^p = 37,3\%$; $H^p = 2,8\%$; $S^p_L = 1,0\%$; $N^p = 0,9\%$; $O^p = 10,5\%$; $A^p = 29,5\%$; $W^p = 18,0\%$. Определить в кДж/кг и процентах потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива, если известны содержание в уходящих газах оксида углерода $\text{CO} = 0,25\%$ и трехатомных газов $\text{RO}_2 = 17,5\%$ и температура топлива на входе в топку $t_t = 20^\circ\text{C}$.

Решение: Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле (1.12):

$$Q^p_n = 338C^p + 1025H^p - 108,5(O^p - S^p_L) - 25W^p = 338 \cdot 37,3 + 1025 \cdot 2,8 - 108,5(10,5 - 1,0) - 25 \cdot 18,0 = 13\,542 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Теплоемкость рабочей массы топлива находим по формуле (2.5):

$$c^p_T = c^c_T \frac{100 - W^p}{100} + c_{H_2O} \frac{W^p}{100} = 1,088 \frac{100 - 18}{100} + 4,19 \frac{18}{100} = 1,65 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K}).$$

Физическую теплоту топлива определяем по формуле (2.4):

$$Q_{\text{тл}} = c^p_T t_t = 1,65 \cdot 20 = 33 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Располагаемую теплоту находим по формуле (2.3):

$$Q^p_p = Q^p_n + Q_{\text{тл}} = 13\,542 + 33 = 13\,575 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива определяем по формуле (2.14):

$$Q_3 = 237(C^p + 0,375S^p_L) \text{CO}/(\text{RO}_2 + \text{CO}) = 237(37,3 + 0,375 \cdot 1,0) \cdot 0,25 / (17,5 + 0,25) = 125,6 \text{ кДж}/\text{кг},$$

или в процентах — по формуле (2.15):

$$q_3 = (Q_3/Q^p_p) \cdot 100 = (125,6/13\,575) \cdot 100 = 0,93\%.$$

Задача 2.16. Определить в кДж/кг и процентах потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива, если известны из данных анализа содержание оксида углерода в уходящих газах $\text{CO} = 0,28\%$ и содержание трехатомных газов $\text{RO}_2 = 19\%$. Котельный агрегат работает на каменном угле с низшей теплотой сгорания $Q^p_n = 22\,825 \text{ кДж}/\text{кг}$, содержание в топливе углерода, $C^p = 58,7\%$ и серы $S^p_L = 0,3\%$.

Ответ: $Q_3 = 202 \text{ кДж}/\text{кг}$; $q_3 = 0,89\%$.

Задача 2.17. В топке котельного агрегата сжигается кузнецкий уголь марки Д состава: $C^p = 58,7\%$; $H^p = 4,2\%$; $S^p_L = 0,3\%$; $N^p = 1,9\%$; $O^p = 9,7\%$; $A^p = 13,2\%$; $W^p = 12,0\%$. Определить в процентах и кДж/кг потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива, если известны температура топлива на входе в топку $t_t = 20^\circ\text{C}$, доля золы в шлаке и провале от содержания ее в топливе $a_{\text{шл+пр}} = 80\%$, доля золы в уносе от содержания ее в топливе $a_{\text{ун}} = 20\%$; содержание горючих в шлаке и провале $C_{\text{шт+пр}} = 25\%$ и содержание горючих в уносе $C_{\text{ун}} = 30\%$.

Решение. Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле (1.12):

$$Q^p_n = 338C^p + 1025H^p - 108,5(O^p - S^p_L) - 25W^p = 338 \cdot 58,7 + 1025 \cdot 4,2 - 108,5(9,7 - 0,3) - 25 \cdot 12,0 = 22\,825 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Теплоемкость рабочей массы топлива находим по формуле (2.5):

$$c^p_T = c^c_T \frac{100 - W^p}{100} + c_{H_2O} \frac{W^p}{100} = 0,962 \frac{100 - 12,0}{100} + 4,19 \frac{12,0}{100} = 1,349 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K}).$$

Физическую теплоту топлива определяем по формуле (2.4):

$$Q_{\text{тл}} = c_p^{\text{тл}} t_{\text{т}} = 1,349 \cdot 20 = 27 \text{ кДж/кг.}$$

Располагаемую теплоту находим по формуле (2.3):

$$Q_p^{\text{р}} = Q_p^{\text{н}} + Q_{\text{тл}} = 22\,825 + 27 = 22\,852 \text{ кДж/кг.}$$

Потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива в процентах определяем по формуле (2.17):

$$q_4 = \frac{327 A^{\text{р}}}{Q_p^{\text{р}}} \left(a_{\text{шл+пр}} \frac{C_{\text{шл+пр}}}{100 - C_{\text{шл+пр}}} + a_{\text{ун}} \frac{C_{\text{ун}}}{100 - C_{\text{ун}}} \right) = \frac{327 \cdot 13,2}{22\,852} \left(80 \frac{25}{100 - 25} + 20 \frac{30}{100 - 30} \right) = 6,7 \%$$

Потери теплоты от механической неполноты сгорания в кДж/кг:

$$Q_4 = q_4 Q_p^{\text{р}} / 100 = 6,7 \cdot 22\,852 / 100 = 1531 \text{ кДж/кг.}$$

Задача 2.18. Определить в кДж/кг и процентах потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива, если известны из данных испытаний потери теплоты с провалом со шлаком $Q_{\text{шл}}^{\text{п}} = 600$ кДж/кг, потери теплоты с провалом топлива $Q_{\text{тл}}^{\text{п}} = 100$ кДж/кг и потери теплоты с частичками топлива, уносимыми уходящими газами $Q_{\text{г}}^{\text{п}} = 760$ кДж/кг. Котельный агрегат работает на донецком угле марки Т состава: $C^{\text{р}} = 62,7 \%$; $H^{\text{р}} = 3,1 \%$; $S_{\text{н}}^{\text{р}} = 2,8 \%$; $N^{\text{р}} = 0,9 \%$; $O^{\text{р}} = 1,7 \%$; $A^{\text{р}} = 23,8 \%$; $W^{\text{р}} = 5,0 \%$.

Ответ: $Q_4 = 1460$ кДж/кг; $q_4 = 6 \%$.

Задача 2.19. Определить в процентах и кДж/кг потери теплоты в окружающую среду, если известны температура топлива на входе в топку $t_{\text{т}} = 20$ °С, теплота, полезно использованная в котлоагрегате, $q_1 = 84 \%$; потери теплоты с уходящими газами $q_2 = 11 \%$, потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива $q_3 = 0,5 \%$, потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 4 \%$. Котельный агрегат работает на подмосковном угле марки Б2 с низшей теплотой сгорания $Q_p^{\text{н}} = 10\,516$ кДж/кг содержание в топливе влаги $W^{\text{р}} = 32,0 \%$. Потерями теплоты с физической теплотой шлака пренебречь.

Ответ: $q_5 = 0,5 \%$; $Q_5 = 52,8$ кДж/кг.

Задача 2.20. В топке котельного агрегата сжигается донецкий уголь марки А состава: $C^{\text{р}} = 63,8 \%$; $H^{\text{р}} = 1,2 \%$; $S_{\text{н}}^{\text{р}} = 1,7 \%$; $N^{\text{р}} = 0,6 \%$; $O^{\text{р}} = 1,3 \%$; $A^{\text{р}} = 22,9 \%$; $W^{\text{р}} = 8,5 \%$. Определить в кДж/кг и процентах потери теплоты с физической теплотой шлака, если известны доля зольности

топлива в шлаке $a_{\text{шл}} = 0,8$; теплоемкость шлака $c_{\text{шл}} = 0,934$ кДж/(кг·К) и температура шлака $t_{\text{шл}} = 600$ °С.

Ответ: $Q_6 = 102,6$ кДж/кг; $q_6 = 0,5 \%$.

Задача 2.21. Определить в процентах потери теплоты в окружающую среду, если известны теплота, полезно использованная в котлоагрегате, $q_1 = 87 \%$, потери теплоты с уходящими газами $q_2 = 8 \%$, потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива $q_3 = 0,5 \%$, потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 3,5 \%$; доля зольности топлива в шлаке $a_{\text{шл}} = 0,8$, теплоемкость шлака $c_{\text{шл}} = 0,934$ кДж/(кг·К), температура шлака $t_{\text{шл}} = 600$ °С, температура воздуха в котельной $t_{\text{в}} = 30$ °С, температура воздуха, поступающего в топку, $t_{\text{в}}' = 169$ °С и коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_{\text{т}} = 1,4$. Котельный агрегат работает на донецком угле марки Т состава: $C^{\text{р}} = 62,7 \%$; $H^{\text{р}} = 3,1 \%$; $S_{\text{н}}^{\text{р}} = 2,8 \%$; $N^{\text{р}} = 0,9 \%$; $O^{\text{р}} = 1,7 \%$; $A^{\text{р}} = 23,8 \%$; $W^{\text{р}} = 5,0 \%$.

Решение: Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле (1.12):

$$Q_p^{\text{н}} = 338 C^{\text{р}} + 1025 H^{\text{р}} - 108,5 (O^{\text{р}} - S_{\text{н}}^{\text{р}}) - 25 W^{\text{р}} = 338 \cdot 62,7 + 1025 \cdot 3,1 - 108,5 (1,7 - 2,8) - 25 \cdot 5,0 = 24\,365 \text{ кДж/кг.}$$

Теоретически необходимый объем воздуха находим по (1.27):

$$V^0 = 0,089 C^{\text{р}} + 0,266 H^{\text{р}} + 0,033 (S_{\text{н}}^{\text{р}} - O^{\text{р}}) = 0,089 \cdot 62,7 + 0,266 \cdot 3,1 + 0,033 (2,8 - 1,7) = 6,44 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Теплоту, вносимую в топку с воздухом, определяем по (2.7):

$$Q_{\text{в.вн}} = \alpha_{\text{т}} V^0 c_{\text{р.в}}' \Delta t_{\text{в}} = 1,4 \cdot 6,44 \cdot 1,33 \cdot 139 = 1668 \text{ кДж/кг.}$$

Располагаемую теплоту находим по формуле (2.3):

$$Q_p^{\text{р}} = Q_p^{\text{н}} + Q_{\text{в.вн}} = 24\,365 + 1668 = 26\,033 \text{ кДж/кг.}$$

Потери теплоты с физической теплотой шлака определяем по формуле (2.21):

$$q_6 = \frac{a_{\text{шл}} c_{\text{шл}} t_{\text{шл}} A^{\text{р}}}{Q_p^{\text{р}}} = \frac{0,8 \cdot 0,934 \cdot 600 \cdot 23,8}{26\,033} = 0,4 \%$$

Потери теплоты в окружающую среду находим по формуле (2.19):

$$q_5 = 100 - (q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_6) = 100 - (87 + 8 + 0,5 + 3,5 + 0,4) = 0,6 \%$$

Задача 2.22. В пылеугольной топке котельного агрегата паропроизводительностью $D = 5,56$ кг/с сжигается бу-

рый уголь с низшей теплотой сгорания $Q_n^p = 15\,000$ кДж/кг. Определить к. п. д. котлоагрегата (брутто) и расход натурального и условного топлива, если известны давление перегретого пара $p_{п.п} = 4$ МПа, температура перегретого пара $t_{п.п} = 450^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{п.в} = 150^\circ\text{C}$, величина непрерывной продувки $P = 3\%$, потери теплоты с уходящими газами $q_2 = 7\%$, потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива $q_3 = 0,5\%$, потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 1\%$, потери теплоты в окружающую среду $q_5 = 1,3\%$ и потери теплоты с физической теплотой шлака $q_6 = 0,4\%$.

Решение: К. п. д. котлоагрегата (брутто) находим по формуле (2.23):

$$\eta_{к.а}^{бр} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) = 100 - (7 + 0,5 + 1 + 1,3 + 0,4) = 89,8\%.$$

Натуральный расход топлива определяем по формуле (2.25):

$$B = \frac{D_{пе} [(i_{п.п} - i_{п.в}) + (P/100)(i_{к.п} - i_{п.в})]}{Q_p^p \eta_{к.а}^{бр}} 100 = \frac{5,56 [(3330 - 632) + (3/100)(1087,5 - 632)]}{15\,000 \cdot 89,8} 100 = 1,12 \text{ кг/с}.$$

$D_{пе} = D$, так как отсутствует отбор насыщенного пара.

Располагаемая теплота $Q_p^p = Q_n^p = 15\,000$ кДж/кг. Энтальпию пара $i_{п.п}$ находим по i -диаграмме и она равна $i_{п.п} = 3330$ кДж/кг, энтальпию питательной и котловой воды определяем, пользуясь табл. 2,3 (см. Приложение): $i_{п.в} = 632$ кДж/кг; $i_{к.в} = 1087,5$ кДж/кг.

Расход условного топлива находим по формуле (1.22):

$$B_y = B \cdot \varepsilon = B Q_n^p / 29\,300 = 1,12 \cdot 15\,000 / 29\,300 = 0,57 \text{ кг/с}.$$

Задача 2.23. Определить к. п. д. брутто и нетто котельной установки, работающей на кузнецком угле марки Д состава: $C_p = 58,7\%$; $H_p = 4,2\%$; $S_p = 0,3\%$; $N_p = 1,9\%$; $O_p = 9,7\%$; $A_p = 13,2\%$; $W_p = 12,0\%$, если известен натуральный расход топлива $B = 0,24$ кг/с, производительность котельного агрегата $D = 1,8$ кг/с, давление перегретого пара $p_{п.п} = 4$ МПа, температура перегретого пара $t_{п.п} = 450^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{п.в} = 140^\circ\text{C}$, величина непрерывной продувки $P = 3\%$; расход пара на собственные нужды котельной $D_{с.н} = 0,01$ кг/с и давление пара, расходуемого на собственные нужды, $p_{с.н} = 0,5$ МПа.

Решение: Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле (1.12):

$$Q_n^p = Q_p^p = 338C_p + 1025H_p - 108,5(O_p - S_p) - 25W_p = 338 \cdot 58,7 + 1025 \cdot 4,2 - 108,5(9,7 - 0,3) - 25 \cdot 12,0 = 22\,825 \text{ кДж/кг}.$$

Теплоту, полезно использованную в котлоагрегате, находим по формуле (2.9):

$$Q_1 = \frac{D_{пе}}{B} \left[(i_{п.п} - i_{п.в}) + \frac{P}{100} (i_{к.в} - i_{п.в}) \right] = \frac{1,8}{0,24} \left[(3330 - 589) + \frac{3}{100} (1087,5 - 589) \right] = 20\,670 \text{ кДж/кг}.$$

$D_{пе} = D$, так как отсутствует отбор насыщенного пара.

К. п. д. котлоагрегата (брутто) определяем по формуле (2.22):

$$\eta_{к.а}^{бр} = (Q_1 / Q_p^p) 100 = (20\,670 / 22\,825) 100 = 90,6\%.$$

Теплота, использованная на собственные нужды:

$$Q_{с.н} = \frac{D_{с.н}}{B} (i_{с.н} - i_{п.в}) = \frac{0,01}{0,24} (2748,8 - 589) = 90 \text{ кДж/кг}.$$

К. п. д. установки (нетто) находим по формуле (2.24):

$$\eta_{к.у}^{бр} = \eta_{к.а}^{бр} - \frac{Q_{с.н}}{B Q_p^p} 100 = 90,6 - \frac{90}{22\,825 \cdot 0,24} 100 = 89\%.$$

Задача 2.24. В топке котельного агрегата сжигается каменный уголь, состав горючей массы которого: $C_g = 88,5\%$; $H_g = 4,5\%$; $S_g = 0,5\%$; $N_g = 1,8\%$; $O_g = 4,7\%$; зольность сухой массы $A_g = 13,0\%$ и влажность рабочая $W_p = 7,0\%$. Определить к. п. д. котельного агрегата (брутто), если известны температура воздуха в котельной $t_a = 25^\circ\text{C}$, температура воздуха, поступающего в топку, $t'_a = 175^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$, потери теплоты с уходящими газами $Q_2 = 2360$ кДж/кг, потери теплоты от химической неполноты сгорания $Q_3 = 147,5$ кДж/кг, потери теплоты от механической неполноты сгорания $Q_4 = 1180$ кДж/кг, потери теплоты в окружающую среду $Q_5 = 147,5$ кДж/кг и потери теплоты с физической теплотой шлаков $Q_6 = 88,5$ кДж/кг.

Ответ: $\eta_{к.а}^{бр} = 86,7 \%$.

Задача 2.25. Определить к. п. д. котельной установки (нетто), если известны к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{к.а}^{бр} = 89,6 \%$, расход топлива $B = 0,334$ кг/с, расход пара на собственные нужды котельной $D_{с.н} = 0,012$ кг/с, давление пара, расходуемого на собственные нужды, $p_{с.н} = 0,5$ МПа и температура питательной воды $t_{п.в} = 120^\circ\text{C}$. Котельный агрегат работает на высокосернистом мазуте с низшей теплотой сгорания горючей массы $Q_n^r = 40\,090$ кДж/кг, содержание в топливе золы $A^r = 0,1 \%$ и влаги $W^r = 3,0 \%$. Температура подогрева мазута $t_{\tau} = 90^\circ\text{C}$.

Ответ: $\eta_{к.у}^{н.т} = 89,0 \%$.

Задача 2.26. В топке водогрейного котла сжигается природный газ Саратовского месторождения с низшей теплотой сгорания $Q_n^c = 35\,799$ кДж/м³. Определить расход натурального и условного топлива, если известны к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{к.а}^{бр} = 89 \%$, расход воды $M_v = 75$ кг/с, температура воды, поступающей в котел, $t_1 = 70^\circ\text{C}$ и температура воды, выходящей из него, $t_2 = 150^\circ\text{C}$.

Ответ: $B = 0,79$ кг/с; $B_y = 0,965$ кг/с.

Задача 2.27. В топке котельного агрегата паропроизводительностью $D = 5,6$ кг/с сжигается челябинский уголь марки БЗ с низшей теплотой сгорания $Q_n^r = 13\,997$ кДж/кг. Определить экономию топлива в процентах, получаемую за счет предварительного подогрева конденсата, идущего на питание котлоагрегатов в регенеративных подогревателях, если известны температура топлива при входе в топку $t_{\tau} = 20^\circ\text{C}$, теплоемкость рабочей массы топлива $c_{\tau}^p = 2,1$ кДж/(кг·К), к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{к.а}^{бр} = 91,5 \%$, давление перегретого пара $p_{п.п} = 4$ МПа, температура перегретого пара $t_{п.п} = 430^\circ\text{C}$, температура конденсата $t_k = 32^\circ\text{C}$, температура питательной воды после регенеративного подогревателя $t_{п.в} = 130^\circ\text{C}$ и величина непрерывной продувки $P = 3 \%$.

Решение: Физическую теплоту топлива определяем по формуле (2.4):

$$Q_{т.л} = c_{\tau}^p t_{\tau} = 2,1 \cdot 20 = 42 \text{ кДж/кг.}$$

Располагаемую теплоту находим по формуле (2.3):

$$Q_n^p = Q_n^r + Q_{т.л} = 13\,997 + 42 = 14\,039 \text{ кДж/кг.}$$

Расход топлива без регенеративного подогрева определяем по формуле (2.25):

$$B_1 = \frac{D_{пе} [(i_{п.п} - i_k) + (p/100) (i_{к.п} - i_k)]}{Q_n^p \eta_{к.а}^{бр}} 100 = \frac{5,6 [(3285 - 134) + (3/100) (1087,5 - 134)]}{14\,039 \cdot 91,5} 100 = 1,38 \text{ кг/с.}$$

$D_{пе} = D$, так как отсутствует отбор насыщенного пара. Расход топлива с регенеративным подогревом

$$B_2 = \frac{D_{пе} [(i_{п.п} - i_{п.в}) + (P/100) (i_{к.в} - i_{п.в})]}{Q_n^p \eta_{к.а}^{бр}} 100 = \frac{5,6 [(3285 - 546) + (3/100) (1087,5 - 546)]}{14\,039 \cdot 91,5} 100 = 1,19 \text{ кг/с.}$$

Экономия топлива:

$$\Delta B = \frac{B_1 - B_2}{B_1} 100 = \frac{1,38 - 1,19}{1,38} 100 = 14 \%.$$

Задача 2.28. В топке котельного агрегата паропроизводительностью $D = 64$ кг/с сжигается бурый уголь с низшей теплотой сгорания $Q_n^r = 15\,300$ кДж/кг. Определить расход расчетного и условного топлива, если известны к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{к.а}^{бр} = 89,3 \%$; давление перегретого пара $p_{п.п} = 10$ МПа, температура перегретого пара $t_{п.п} = 510^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{п.в} = 215^\circ\text{C}$, потери теплоты топлива со шлаком $Q_{шл}^r = 172$ кДж/кг, потери теплоты с провалом топлива $Q_{\tau}^{пр} = 250$ кДж/кг и потери теплоты с частицами топлива, уносимыми уходящими газами, $Q_{\tau}^u = 190$ кДж/кг.

Ответ: $B_p = 11,4$ кг/с; $B_y = 6,06$ кг/с.

Задача 2.29. В топке котельного агрегата паропроизводительностью $D = 3,9$ кг/с сжигается природный газ Ставропольского месторождения с низшей теплотой сгорания $Q_n^c = 35\,675$ кДж/м³. Определить экономию условного топлива в процентах, получаемую за счет предварительного подогрева конденсата, идущего на питание котлоагрегатов в регенеративных подогревателях, если известны к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{к.а}^{бр} = 91 \%$; давление перегретого пара $p_{п.п} = 1,4$ МПа, температура перегретого пара $t_{п.п} = 280^\circ\text{C}$, температура конденсата $t_k = 32^\circ\text{C}$, температура питательной воды после регенеративного подогревателя $t_{п.в} = 100^\circ\text{C}$ и величина непрерывной продувки $P = 3 \%$.

Ответ: $\Delta B_y = 10 \%$.

§ 2.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

Для слоевых топок основными тепловыми характеристиками являются тепловое напряжение площади колосниковой решетки (зеркала горения), тепловое напряжение топочного объема и к. п. д. топки, а для камерных топок — тепловое напряжение топочного объема и к. п. д. топки.

Тепловое напряжение (кВт/м²) площади колосниковой решетки

$$Q/R = BQ_n^p/R, \quad (2.27)$$

где B — натуральный расход топлива, кг/с; Q_n^p — низшая теплота сгорания, кДж/кг; R — площадь колосниковой решетки, м².

Тепловое напряжение (кВт/м³) топочного объема

$$Q/V_T = BQ_n^p/V_T, \quad (2.28)$$

где V_T — объем топочного пространства, м³.

Коэффициент полезного действия топки

$$\eta_T = 100 - q_3 - q_4, \quad (2.29)$$

где q_3 — потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива, %; q_4 — потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива, %.

Задача 2.30. Определить площадь колосниковой решетки, которую требуется установить под вертикально-водотрубным котлом паропроизводительностью $D = 6,1$ кг/с, работающим на подмосковном угле марки Б2 состава: $C^p = 28,7$ %; $H^p = 2,2$ %; $S_n^p = 2,7$ %; $N^p = 0,6$ %; $O^p = 8,6$ %; $A^p = 25,2$ %; $W^p = 32,0$ %, если известны температура топлива при входе в топку $t_T = 20$ °С, давление перегретого пара $p_{п.п} = 4$ МПа, температура перегретого пара $t_{п.п} = 420$ °С, температура питательной воды $t_{п.в} = 180$ °С, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{к.а}^p = 87$ %, величина непрерывной продувки $P = 4$ % и тепловое напряжение площади колосниковой решетки $Q/R = 1170$ кВт/м².

Ответ: $R = 14,8$ м².

Задача 2.31. Определить объем топочного пространства, предназначенного для вертикально-водотрубного котла паропроизводительностью $D = 13,8$ кг/с, при работе на малосернистом мазуте состава: $C^p = 84,65$ %; $H^p = 11,7$ %; $S_n^p = 0,3$ %; $O^p = 0,3$ %; $A^p = 0,05$ %; $W^p = 3,0$ %; если известна температура подогрева мазута

$t_T = 90$ °С, давление перегретого пара $p_{п.п} = 1,4$ МПа, температура перегретого пара $t_{п.п} = 250$ °С, температура питательной воды $t_{п.в} = 100$ °С, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{к.а}^p = 88$ %; величина непрерывной продувки $P = 3$ % и тепловое напряжение топочного объема $Q/V_T = 490$ кВт/м³.

Ответ: $V_T = 86$ м³.

Задача 2.32. Определить площадь колосниковой решетки, объем топочного пространства и к. п. д. топки котельного агрегата паропроизводительностью $D = 5,45$ кг/с, если известны давление перегретого пара $p_{п.п} = 1,4$ МПа, температура перегретого пара $t_{п.п} = 280$ °С, температура питательной воды $t_{п.в} = 100$ °С, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{к.а}^p = 86$ %, величина непрерывной продувки $P = 3$ %, тепловое напряжение площади колосниковой решетки $Q/R = 1015$ кВт/м², тепловое напряжение топочного объема $Q/V_T = 350$ кВт/м³, потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива $q_3 = 0,5$ % и потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 5,5$ %. Котельный агрегат работает на кузнецком угле марки Т с низшей теплотой сгорания горючей массы $Q_n^p = 34\,345$ кДж/кг, содержание в топливе золы $A^p = 16,8$ % и влаги $W^p = 6,5$ %.

Решение: Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле (1.14):

$$Q_n^p = Q_p^p = Q_n^p \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} - 25W^p = \\ = 34345 \frac{100 - (16,8 + 6,5)}{100} - 25 \cdot 6,5 = 26\,180 \text{ кДж/кг}$$

Расход топлива находим по формуле (2.25):

$$B = \frac{D_{пе} [(i_{п.п} - i_{п.в}) + (P/100)(i_{к.в} - i_{п.в})]}{Q_p^p \eta_{к.а}^p} 100 = \\ = \frac{5,45 [(3000 - 419) + (3/100)(830 - 419)]}{26\,180 \cdot 86} 100 = 0,62 \text{ кг/с.}$$

$D_{пе} = D$, так как отсутствует отбор насыщенного пара. Площадь колосниковой решетки определяем из формулы (2.27):

$$R = \frac{BQ_n^p}{Q/R} = \frac{0,62 \cdot 26\,180}{1015} = 16 \text{ м}^2$$

Объем топочного пространства находим из формулы (2.28):

$$V_T = \frac{BQ_n^p}{Q/V_T} = \frac{0,62 \cdot 26180}{350} = 46,4 \text{ м}^3.$$

К. п. д. топки определяем по формуле (2.29):

$$\eta_T = 100 - q_3 - q_4 = 100 - 0,5 - 5,5 = 94 \text{ \%}.$$

Задача 2.33. В топке котельного агрегата паропроизводительностью $D = 7,05$ кг/с сжигается природный газ Саратовского месторождения состава: $\text{CO}_2 = 0,8 \text{ \%}$; $\text{CH}_4 = 84,5 \text{ \%}$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 3,8 \text{ \%}$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 1,9 \text{ \%}$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,9 \text{ \%}$; $\text{C}_5\text{H}_{12} = 0,3 \text{ \%}$; $\text{N}_2 = 7,8 \text{ \%}$. Определить объем топочного пространства и к. п. д. топки, если известны давление перегретого пара $p_{п.п} = 1,4$ МПа, температура перегретого пара $t_{п.п} = 280$ °С, температура питательной воды $t_{п.в} = 110$ °С, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{к.а}^{бр} = 91 \text{ \%}$, величина непрерывной продувки $P = 4 \text{ \%}$, тепловое напряжение топочного объема $Q/V_T = 310$ кВт/м³, потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива $q_3 = 1,2 \text{ \%}$ и потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 1 \text{ \%}$.

Ответ: $V_T = 63,6 \text{ м}^3$; $\eta_T = 97,8 \text{ \%}$.

Задача 2.34. Определить площадь колосниковой решетки и к. п. д. топки котельного агрегата паропроизводительностью $D = 5,9$ кг/с, если известны давление перегретого пара $p_{п.п} = 1,4$ МПа, температура перегретого пара $t_{п.п} = 250$ °С, температура питательной воды $t_{п.в} = 120$ °С, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{к.а}^{бр} = 86,5 \text{ \%}$, тепловое напряжение площади колосниковой решетки $Q/R = 1260$ кВт/м², потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива $Q_3 = 107,5$ кДж/кг и потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $Q_4 = 1290$ кДж/кг. Котельный агрегат работает на кизеловском угле марки Г с низшей теплотой сгорания горючей массы $Q_n^r = 31349$ кДж/кг, содержание в топливе золы $A^p = 31 \text{ \%}$ и влаги $W^p = 6 \text{ \%}$.

Ответ: $R = 12,1 \text{ м}^2$; $\eta_T = 93 \text{ \%}$.

Задача 2.35. Определить тепловое напряжение топочного объема камерной топки котельного агрегата паропроизводительностью $D = 2,5$ кг/с, если известны давление перегретого пара $p_{п.п} = 1,4$ МПа, температура перегретого пара $t_{п.п} = 250$ °С, температура питательной воды $t_{п.в} = 100$ °С, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{к.а}^{бр} = 90 \text{ \%}$

величина непрерывной продувки $P = 4 \text{ \%}$ и объем топочного пространства $V_T = 24 \text{ м}^3$. Котельный агрегат работает на высокосернистом мазуте с низшей теплотой сгорания горючей массы $Q_n^r = 40090$ кДж/кг, содержание в топливе золы $A^p = 0,1 \text{ \%}$ и влаги $W^p = 3 \text{ \%}$. Температура подогрева мазута $t_T = 90$ °С.

Ответ: $Q/V_T = 292$ кВт/м³.

Задача 2.36. В топке водогрейного котла сжигается челябинский уголь марки БЗ с низшей теплотой сгорания $Q_n^p = 13997$ кДж/кг. Определить тепловое напряжение площади колосниковой решетки, если известны к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{к.а}^{бр} = 85 \text{ \%}$; расход воды $M_v = 65$ кг/с, температура воды, поступающей в котел, $t_1 = 70$ °С и температура воды, выходящей из него, $t_2 = 150$ °С и площадь колосниковой решетки $R = 15 \text{ м}^2$. *Ответ:* $Q/R = 1596$ кВт/м².

Задача 2.37. В шахтно-мельничной топке сжигается доонецкий уголь марки Г с низшей теплотой сгорания $Q_n^p = 22024$ кДж/кг. Определить площадь колосниковой решетки, объем топочного пространства и к. п. д. топки, если тепловое напряжение площади колосниковой решетки $Q/R = 1270$ кВт/м², тепловое напряжение топочного объема $Q/V_T = 280$ кВт/м³ и расход топлива $B = 0,665$ кг/с, потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива $q_3 = 0,6 \text{ \%}$ и потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 4,4 \text{ \%}$.

Ответ: $R = 11,5 \text{ м}^2$; $V_T = 52,3 \text{ м}^3$; $\eta_T = 95 \text{ \%}$.

§ 2.3. РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕНА В ТОПОЧНЫХ УСТРОЙСТВАХ

Теплота, переданная лучевоспринимающим поверхностям топки. Количество теплоты (кДж/кг, кДж/м³), переданной лучевоспринимающим поверхностям топки, определяется по формуле

$$Q_T = \varphi (Q_T - I_T''), \quad (2.30)$$

где Q_T — полезное тепловыделение в топке, кДж/кг (кДж/м³); I_T'' — энтальпия продуктов сгорания при температуре ϑ_T'' на выходе из топки, кДж/кг (кДж/м³); φ — коэффициент сохранения теплоты.

Полезное тепловыделение в топке (кДж/кг, кДж/м³) при сгорании 1 кг твердого, жидкого или 1 м³ газообразного топлива

$$Q_T = Q_p^p \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_v' + Q_{pc} - Q_{п.вн}, \quad (2.31)$$

где Q_p^p — располагаемая теплота топлива, кДж/кг; Q_v' — теплота, вносимая в топку с поступающим холодным или горячим воздухом, кДж/кг; Q_{pc} — теплота рециркулирующих газов, кДж/кг; $Q_{п.вн}$ — теплота, вносимая в топку воздухом, подогретым вне котлоагрегата, кДж/кг; q_3 — потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива, %; q_4 — потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива, %; q_6 — потери теплоты с физической теплотой шлака, %.

Теплота, вносимая в топку с поступающим холодным или горячим воздухом:

$$Q_v' = (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл}) V^0 (c\theta)_{г.в} + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{пл}) \times V^0 (c\theta)_{х.в}, \quad (2.32)$$

где α_T — коэффициент избытка воздуха в топке; $\Delta\alpha_T$ — присос воздуха в топке; $\Delta\alpha_{пл}$ — присос воздуха в пылеприготовительной установке; V^0 — теоретически необходимый объем воздуха, м³/кг; $(c\theta)_{г.в}$ и $(c\theta)_{х.в}$ — энтальпии горячего и холодного воздуха, кДж/кг.

Теплота рециркулирующих газов

$$Q_{pc} = V_{pc} c'_{pc} \theta_{pc}, \quad (2.33)$$

где V_{pc} — объем рециркулирующих газов, м³/кг; c'_{pc} — средняя объемная теплоемкость рециркулирующих газов, кДж/(м³·К); θ_{pc} — температура рециркулирующих газов в месте отбора, °С.

Теплота, вносимая в топку воздухом, подогретым вне котлоагрегата, $Q_{п.вн}$ находится по формуле (2.7).

Коэффициент сохранения теплоты

$$\varphi = 1 - q_6/100, \quad (2.34)$$

где q_6 — потери теплоты в окружающую среду, %.

Теоретическая температура горения топлива в топке (θ_T) представляет собой температуру, до которой нагрелись бы продукты сгорания, если бы на их нагрев пошла вся теп-

лота, введенная в топку, за вычетом потерь теплоты от химической неполноты сгорания топлива и физической теплоты шлака.

Зная полезное тепловыделение Q_T в топке, теоретическую температуру горения (°С) определяют по формуле

$$\theta_T = Q_T / [V_{RO_2} c'_{CO_2} + V_{N_2}^0 c'_{N_2} + V_{H_2O}^0 c'_{H_2O} + (\alpha_T - 1) V^0 c'_{pв}], \quad (2.35)$$

где V_{RO_2} , $V_{N_2}^0$, $V_{H_2O}^0$ — теоретические объемы продуктов сгорания топлива, м³/кг; c'_{CO_2} , c'_{N_2} , c'_{H_2O} , $c'_{pв}$ — средние объемные теплоемкости углекислоты, азота, водяных паров и воздуха, кДж/(м³·К).

В формуле (2.35) неизвестны значения θ_T , c'_{CO_2} , c'_{N_2} , c'_{H_2O} , $c'_{pв}$. Поэтому θ_T определяют с помощью θ -диаграммы для продуктов сгорания (см. рис. 1.1): находят температуру θ_T , при которой энтальпия продуктов сгорания I_T будет равна полезному тепловыделению Q_T .

Температура газов (°С) на выходе из топки

$$\theta_T^* = \frac{T_T}{M \left(\frac{5,7 \cdot 10^{-11} \xi H_{пл} a_T T_T^3}{\varphi B_p V c_p} \right)^{0,6} + 1} - 273, \quad (2.36)$$

где T_T — абсолютная теоретическая температура горения топлива в топке, К; M — расчетный коэффициент, зависящий от относительного местоположения максимума температуры в топке; при слоевом сжигании твердых топлив $M = 0,3 \dots 0,5$, при факельном сжигании жидких и газообразных топлив $M = 0,05$; ξ — условный коэффициент загрязнения лучевоспринимающих поверхностей (для гладкотрубных экранов он принимается: 0,6 — при сжигании твердых топлив; 0,55 — при сжигании мазута; 0,65 — при сжигании газообразных топлив); $a_T = 0,2 \dots 0,9$ — степень черноты топki, $H_{пл}$ — лучевоспринимающая поверхность нагрева, м²; φ — коэффициент сохранения теплоты; B_p — расчетный расход топлива, кг/с; $V c_p$ — средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг (1 м³) топлива в интервале температур $\theta_T - \theta_T^*$, кДж/(кг·К).

Лучевоспринимающая поверхность (м²) нагрева топki

$$H_{пл} = \frac{B_p Q_{пл}}{5,7 \cdot 10^{-11} M \xi a_T T_T'' T_T^3} \sqrt[3]{\frac{1}{M^2} \left(\frac{T_T}{T_T''} - 1 \right)^2}, \quad (2.37)$$

где T_T'' — абсолютная температура газов на выходе из топки, К.

Задача 2.38. Определить полезное тепловыделение в топке котельного агрегата, работающего на подмосковном угле марки Б2 состава: $C^p = 28,7\%$; $H^p = 2,2\%$; $S_L^p = 2,7\%$; $N^p = 0,6\%$; $O^p = 8,6\%$; $A^p = 25,2\%$; $W^p = 32,0\%$, если известны температура топлива на входе в топку $t_T = 20^\circ\text{C}$, температура воздуха в котельной $t_b = 30^\circ\text{C}$, температура горячего воздуха $t_{г.в} = 300^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_T = 0,05$, потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива $q_3 = 0,5\%$, потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 3\%$; объем рециркулирующих газов $V_{pc} = 1,1 \text{ м}^3/\text{кг}$, температура рециркулирующих газов $\vartheta_{pc} = 1000^\circ\text{C}$ и средняя объемная теплоемкость рециркулирующих газов $c_{pc} = 1,415 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$.

Ответ: $Q_T = 13\,551 \text{ кДж}/\text{кг}$.

Задача 2.39. Определить, на сколько изменится полезное тепловыделение в топке котельного агрегата за счет подачи к горелкам предварительно подогретого воздуха, если известны температура воздуха в котельной $t_b = 30^\circ\text{C}$, температура горячего воздуха $t_{г.в} = 250^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,15$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_T = 0,05$ и потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива $q_3 = 1\%$. Котельный агрегат работает на природном газе Саратовского месторождения состава: $\text{CO}_2 = 0,8\%$; $\text{CH}_4 = 84,5\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 3,8\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 1,9\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,9\%$; $\text{C}_5\text{H}_{12} = 0,3\%$; $\text{N}_2 = 7,8\%$.

Ответ: $\Delta Q_T = 3027 \text{ кДж}/\text{м}^3$.

Задача 2.40. Определить теоретическую температуру горения топлива в топке котельного агрегата, работающего на донецком угле марки Д состава: $C^p = 49,3\%$; $H^p = 3,6\%$; $S_L^p = 3,0\%$; $N^p = 1,0\%$; $O^p = 8,3\%$; $A^p = 21,8\%$; $W^p = 13,0\%$; если известны температура воздуха в котельной $t_b = 30^\circ\text{C}$, температура горячего воздуха $t_{г.в} = 295^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_T = 0,05$, потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива $q_3 = 0,5\%$, потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 3\%$ и потери теплоты с физической теплотой шлака $q_5 = 0,5\%$.

Решение: Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле (1.12):

$$Q_H^p = 338C^p + 1025H^p - 108,5(O^p - S_L^p) - 25W^p = 338 \cdot 49,3 + 1025 \cdot 3,6 - 108,5(8,3 - 3,0) - 25 \cdot 13,0 = 19\,453 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Теоретически необходимый объем воздуха находим по (1.27):

$$V^0 = 0,089C^p + 0,266H^p + 0,033(S_L^p - O^p) = 0,089 \times 49,3 + 0,266 \cdot 3,6 + 0,033(3,0 - 8,3) = 5,17 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теплоту, вносимую в топку воздухом, подогретым вне котлоагрегата, определяем по формуле (2.7):

$$Q_{в.вн} = \alpha_T V^0 c_{p,в} \Delta t_b = 1,2 \cdot 5,17 \cdot 1,33 \cdot 265 = 2187 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Располагаемую теплоту находим по формуле (2.3):

$$Q_p^p = Q_H^p + Q_{в.вн} = 19\,453 + 2187 = 21\,640 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Теплоту, вносимую в топку с воздухом, определяем по (2.32):

$$Q'_b = (\alpha_T - \Delta\alpha_T) V^0 (c\vartheta)_{г.в} + \Delta\alpha_T V^0 (c\vartheta)_{х.в} = (1,2 - 0,05) \cdot 5,17 \cdot 396 + 0,05 \cdot 5,17 \cdot 40 = 2364 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Значения энтальпий $(c\vartheta)_{г.в}$ и $(c\vartheta)_{х.в}$ находим по табл. 1 (см. Приложение).

Полезное тепловыделение в топке находим по формуле (2.31):

$$Q_T = Q_p^p \left(\frac{100 - q_3 - q_4 - q_5}{100 - q_4} \right) + Q'_b - Q_{в.вн} = 21\,640 \left(\frac{100 - 0,5 - 3 - 0,5}{100 - 3} \right) + 2364 - 2187 = 21\,601 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Зная полезное тепловыделение в топке, определяем теоретическую температуру горения с помощью I/ϑ -диаграммы. Для этого задаем два значения температуры газов (1400 и 2000°C) и вычисляем для них энтальпии продуктов сгорания.

Объем трехатомных газов определяем по формуле (1.33):

$$V_{\text{Ro}_2} = 0,0187(C^p + 0,375S_L^p) = 0,0187(49,3 + 0,375 \times 3,0) = 0,94 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теоретический объем азота находим по формуле (1.32):

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79V^0 + 0,8N^p/100 = 0,79 \cdot 5,17 + 0,8 \cdot 1,0/100 = 4,09 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теоретический объем водяных паров определяем по формуле (1.35):

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0124(9H^p + W^p) + 0,0161V^0 = 0,0124 \times (9 \cdot 3,6 + 13,0) + 0,0161 \cdot 5,17 = 0,64 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Энтальпию продуктов сгорания при $\alpha_T = 1$ и $\vartheta_r = 1400^\circ\text{C}$ находим по формуле (1.61):

$$I_r^0 = V_{\text{RO}_2} (c\vartheta)_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 (c\vartheta)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 (c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}} = 0,94 \cdot 3240 + 4,09 \cdot 2009 + 0,64 \cdot 2558 = 12\,900 \text{ кДж/кг}$$

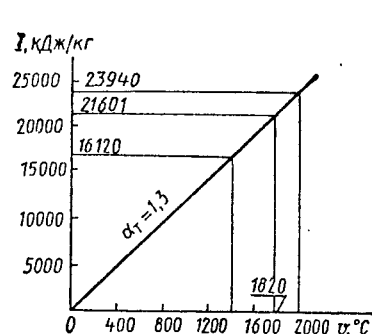


Рис. 2.1

при $\vartheta_r = 1400^\circ\text{C}$
 $I_T = I_r^0 + (\alpha_T - 1) I_B^0 = 12\,900 + (1,3 - 1) 10\,733 = 16\,120 \text{ кДж/кг};$
 при $\vartheta_r = 2000^\circ\text{C}$

$$I_T = I_r^0 + (\alpha_T - 1) V_{\text{RO}_2} (c\vartheta)_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 (c\vartheta)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 (c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}} + (\alpha_T - 1) V^0 (c\vartheta)_B = 0,94 \cdot 4843 + 4,09 \cdot 2964 + 0,64 \cdot 3926 + (1,3 - 1) \cdot 5,17 \cdot 3064 = 23\,940 \text{ кДж/кг}$$

По найденным значениям энтальпий продуктов сгорания строим $I\vartheta$ -диаграмму (рис. 2.1). С помощью диаграммы по полезному тепловыделению в топке $Q_T = I_T = 21\,601 \text{ кДж/кг}$ находим теоретическую температуру горения $\vartheta_T = 1820^\circ\text{C}$.

Задача 2.41. Определить теоретическую температуру горения в топке котельного агрегата, работающего на природном газе состава: $\text{CH}_4 = 92,2\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 0,8\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,1\%$; $\text{N}_2 = 6,9\%$, если известны температура воздуха в котельной $t_B = 30^\circ\text{C}$, температура горячего воздуха $t_{r,B} = 250^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,1$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_T = 0,04$ и

потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива $q_3 = 1\%$.

Ответ: $\vartheta_T = 2020^\circ\text{C}$.

Задача 2.42. Определить, на сколько изменится теоретическая температура горения в топке котельного агрегата за счет подачи к горелкам предварительно подогретого воздуха, если известны температура воздуха в котельной $t_B = 30^\circ\text{C}$, температура горячего воздуха $t_{r,B} = 250^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,15$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_T = 0,05$ и потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива $q_3 = 1,0\%$. Котельный агрегат работает на природном газе Ставропольского месторождения состава: $\text{CO}_2 = 0,2\%$; $\text{CH}_4 = 98,2\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 0,4\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,1\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,1\%$; $\text{N}_2 = 1,0\%$.
 Решение: Низшую теплоту сгорания рабочей массы определяем по формуле (1.13):

$$Q_n^c = 358\text{CH}_4 + 638\text{C}_2\text{H}_6 + 913\text{C}_3\text{H}_8 + 1187\text{C}_4\text{H}_{10} = 358 \cdot 98,2 + 638 \cdot 0,4 + 913 \cdot 0,1 + 1187 \cdot 0,1 = 35\,621 \text{ кДж/м}^3.$$

Теоретически необходимый объем воздуха находим по (1.28):

$$V^0 = 0,0478 [0,5 (\text{CO} + \text{H}_2) + 1,5\text{H}_2\text{S} + 2\text{CH}_4 + \Sigma \times (m + n/4) \text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2] = 0,0478 (2 \cdot 98,2 + 3,5 \cdot 0,4 + 5 \cdot 0,1 + 6,5 \cdot 0,1) = 9,51 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теплоту, вносимую в топку воздухом, подогретым вне котлоагрегата, определяем по формуле (2.7):

$$Q_{B,BH} = \alpha_T V^0 c_{pB} \Delta t_B = 1,15 \cdot 9,51 \cdot 1,33 \cdot 220 = 3200 \text{ кДж/м}^3.$$

Располагаемую теплоту находим по формуле (2.3):

$$Q_p^p = Q_n^c + Q_{B,BH} = 35\,621 + 3200 = 38\,821 \text{ кДж/м}^3.$$

Теплоту, вносимую в топку с воздухом, — по формуле (2.32):

$$Q'_B = (\alpha_T - \Delta\alpha_T) V^0 (c\vartheta)_{r,B} + \Delta\alpha_T V^0 (c\vartheta)_{x,B} = (1,15 - 0,05) \cdot 9,51 \cdot 334 + 0,05 \cdot 9,51 \cdot 40 = 3513 \text{ кДж/м}^3.$$

Значения энтальпий $(c\vartheta)_{r,B}$ и $(c\vartheta)_{x,B}$ находим по табл. 1 (см. Приложение).

Полезное тепловыделение в топке при подаче к горелкам подогретого воздуха находим по формуле (2.31):

$$Q_{T1} = Q_p^p \left(\frac{100 - q_3}{100} \right) + Q'_B - Q_{B,BH} =$$

$$= 38\,821 \left(\frac{100 - 1}{100} \right) + 3513 - 3200 = 38\,746 \text{ кДж/м}^3.$$

Полезное тепловыделение в топке при подаче к горелкам воздуха без предварительного подогрева определяем, пользуясь формулой (2.31):

$$Q_{T2} = Q_{II}^c \left(\frac{100 - q_3}{100} \right) + \alpha_T V^0 (c\vartheta)_{x.B} + \Delta \alpha_T V^0 (c\vartheta)_{x.B} \dots$$

$$= 35\,621 \left(\frac{100 - 1}{100} \right) + 1,15 \cdot 9,51 \cdot 40 + 0,05 \cdot 9,51 \cdot 40 =$$

$$35\,721 \text{ кДж/м}^3.$$

Зная полезные тепловыделения в топке, находим теоретические температуры горения с помощью $I\vartheta$ -диаграммы. Для этого задаем два значения температуры газов (1400 и 2000 °C) и вычисляем для них энтальпии продуктов сгорания.

Объем трехатомных газов находим по формуле (1.39):
 $V_{RO_2} = 0,01 (CO_2 + CO + H_2S + \sum m C_m H_n) = 0,01 \times$
 $\times (0,2 + 98,2 + 2 \cdot 0,4 + 3 \cdot 0,1 + 4 \cdot 0,1) = 1,0 \text{ м}^3/\text{м}^3.$

Теоретический объем азота определяем по формуле (1.38):

$$V_{N_2}^0 = 0,79 V^0 + N_2/100 = 0,79 \cdot 9,51 + 1/100 = 7,52 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теоретический объем водяных паров находим по формуле (1.41):

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 [H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0,124 d_r] +$$

$$+ 0,0161 V^0 = 0,01 (2 \cdot 98,2 + 3 \cdot 0,4 + 4 \cdot 0,1 + 5 \cdot 0,1) +$$

$$+ 0,0161 \cdot 9,51 = 2,13 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Энтальпию продуктов сгорания при $\alpha_T = 1$ и $\vartheta_r = 1400$ °C определяем по формуле (1.61):

$$I_r^0 = V_{RO_2} (c\vartheta)_{CO_2} + V_{N_2} (c\vartheta)_{N_2} + V_{H_2O} (c\vartheta)_{H_2O} =$$

$$= 1,0 \cdot 3240 + 7,52 \cdot 2009 + 2,13 \cdot 2558 = 23\,786 \text{ кДж/м}^3.$$

Энтальпию воздуха при $\alpha_T = 1$ и $\vartheta_r = 1400$ °C находим по (1.62):

$$I_B^0 = V^0 (c\vartheta)_B = 9,51 \cdot 2076 = 19\,743 \text{ кДж/м}^3.$$

Энтальпию продуктов сгорания находим по формуле (1.60):

$$\text{при } \vartheta_r = 1400 \text{ °C}$$

$$I_T = I_r^0 + (\alpha_T - 1) I_B^0 = 23\,786 + (1,15 - 1) 19\,743 =$$

$$= 26\,747 \text{ кДж/м}^3;$$

$$\text{при } \vartheta_r = 2000 \text{ °C}$$

$$I_T = I_r^0 + (\alpha_T - 1) I_B^0 = V_{RO_2} (c\vartheta)_{CO_2} + V_{N_2} (c\vartheta)_{N_2} +$$

$$+ V_{H_2O} (c\vartheta)_{H_2O} + (\alpha_T - 1) V^0 (c\vartheta)_B = 1,0 \cdot 4843 + 7,52 \times$$

$$\times 2964 + 2,13 \cdot 3926 + (1,15 - 1) \cdot 9,51 \cdot 3064 =$$

$$= 39\,864 \text{ кДж/м}^3.$$

По найденным значениям энтальпий продуктов сгорания строим $I\vartheta$ -диаграмму (рис. 2.2). С помощью диаграммы по полезным тепловыделениям в топке $Q_{T1} = I_{T1} = 38\,746$ кДж/м³ и $Q_{T2} = I_{T2} = 35\,721$ кДж/м³ находим теоретические температуры горения: $\vartheta_{T1} = 1950$ °C; $\vartheta_{T2} = 1820$ °C.

Теоретическая температура горения в топке котлоагрегата за счет подачи к горелкам подогретого воздуха изменится на

$$\Delta \vartheta_T = \vartheta_{T1} - \vartheta_{T2} = 1950 - 1820 = 130 \text{ °C}.$$

Задача 2.43. Определить температуру газов на выходе из топки котельного агрегата паропроизводительностью $D = 13,9$ кг/с, работающего на подмосковном угле марки Б2 со-

става: $C^p = 28,7$ %; $H^p = 2,2$ %; $S_L^p = 2,7$ %; $N^p = 0,6$ %; $O^p = 8,6$ %; $A^p = 25,2$ %; $W^p = 32,0$ %, если известны температура топлива на входе в топку $t_T = 20$ °C, давление перегретого пара $p_{п.п} = 4$ МПа, температура перегретого пара $t_{п.п} = 450$ °C, температура питательной воды $t_{п.в} = 150$ °C, величина непрерывной продувки $P = 4$ %, теплоемкость рабочей массы топлива $c_T^p = 2,1$ кДж/(кг·K), к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{к.а}^{бр} = 86,8$ %, теоретическая температура горения топлива в топке $\vartheta_T = 1631$ °C, условный коэффициент загорания $\zeta = 0,6$, степень черноты топки $a_T = 0,708$, лучевоспринимающая поверхность нагрева $H_{л} = 239$ м², средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания $V_{c_p} = 8,26$ кДж/(кг·K) в интервале температур $\vartheta_T - \vartheta_T''$, расчетный коэффициент, зависящий от относительного местоположе-

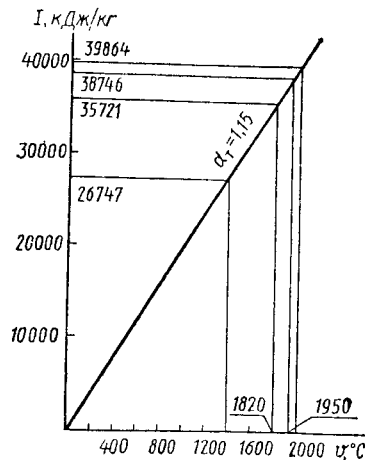


Рис. 2.2

ния максимума температуры в топке, $M = 0,45$, потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 2\%$ и потери теплоты в окружающую среду $q_5 = 0,9\%$.

Решение: Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле (1.12):

$$Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 338C^{\text{р}} + 1025H^{\text{р}} - 108,5(O^{\text{р}} - S_{\text{п}}^{\text{р}}) - 25W^{\text{р}} = 338 \cdot 28,7 + 1025 \cdot 2,2 - 108,5(8,6 - 2,7) - 25 \cdot 32,0 = 10\,516 \text{ кДж/кг.}$$

Физическую теплоту топлива находим по формуле (2.4):

$$Q_{\text{тл}} = c_{\text{т}}^{\text{р}} t_{\text{т}} = 2,1 \cdot 20 = 42 \text{ кДж/кг.}$$

Располагаемую теплоту определяем по формуле (2.3):

$$Q_{\text{р}}^{\text{р}} = Q_{\text{н}}^{\text{р}} + Q_{\text{тл}} = 10\,516 + 42 = 10\,558 \text{ кДж/кг.}$$

Натуральный расход топлива находим по формуле (2.25):

$$B = \frac{D_{\text{пе}} [(i_{\text{п.п}} - i_{\text{п.в}}) + (p/100)(i_{\text{к.в}} - i_{\text{п.в}})]}{Q_{\text{р}}^{\text{р}} \eta_{\text{к.а}}^{\text{б.р}}} 100 = \frac{13,9 [(3330 - 628) + 0,04(1087,5 - 628)]}{10\,558 \cdot 86,8} 100 = 4,12 \text{ кг/с.}$$

$D_{\text{пе}} = D$, так как отсутствует отбор насыщенного пара.

Расчетный расход топлива определяем по формуле (2.26):

$$B_{\text{р}} = B(1 - q_4/100) = 4,12(1 - 2/100) = 4,04 \text{ кг/с.}$$

Коэффициент сохранения теплоты находим по формуле (2.34):

$$\varphi = 1 - q_5/100 = 1 - 0,9/100 = 0,991.$$

Температуру газов на выходе из топки определяем по формуле (2.36):

$$\begin{aligned} \vartheta_{\text{т}}'' &= \frac{T_{\text{т}}}{M \left(\frac{5,7 \cdot 10^{-11} \zeta H_{\text{д}} a_{\text{т}} T_{\text{т}}^3}{\varphi B_{\text{р}} V c_{\text{р}}} \right)^{0,6} + 1} - 273 = \\ &= \frac{1904}{0,45 \left(\frac{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,6 \cdot 239 \cdot 0,708 \cdot 1904^3}{0,991 \cdot 4,04 \cdot 8,26} \right)^{0,6} + 1} - 273 = 997^\circ\text{C.} \end{aligned}$$

Задача 2.44. Определить температуру газов на выходе из топки котельного агрегата паропроизводительностью $D = 13,5$ кг/с, работающего на донецком угле марки ПА с низшей теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 25\,265$ кДж/кг, если известны давление перегретого пара $p_{\text{п.п}} = 4$ МПа, температура перегретого пара $t_{\text{п.п}} = 450^\circ\text{C}$, температура пита-

тельной воды $t_{\text{п.в}} = 100^\circ\text{C}$, величина непрерывной продувки $P = 3\%$, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{\text{к.а}}^{\text{б.р}} = 86,7\%$, теоретическая температура горения топлива в топке $\vartheta_{\text{т}} = 2035^\circ\text{C}$, условный коэффициент загрязнения $\zeta = 0,6$, степень черноты топки $a_{\text{т}} = 0,546$, лучевоспринимающая поверхность нагрева $H_{\text{д}} = 230 \text{ м}^2$, средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания топлива $V c_{\text{р}} = 15,4 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$ в интервале температур $\vartheta_{\text{т}} - \vartheta_{\text{т}}''$, расчетный коэффициент, зависящий от относительного положения максимума температуры в топке, $M = 0,45$, потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 4\%$ и потери теплоты в окружающую среду $q_5 = 0,9\%$.

Ответ: $\vartheta_{\text{т}}'' = 1082^\circ\text{C}$.

Задача 2.45. Определить температуру газов на выходе из топки котельного агрегата паропроизводительностью $D = 12,6$ кг/с, работающего на фрезерном торфе с низшей теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 7725$ кДж/кг, если известны температура топлива на входе в топку $t_{\text{т}} = 20^\circ\text{C}$, давление перегретого пара $p_{\text{п.п}} = 4$ МПа, температура перегретого пара $t_{\text{п.п}} = 450^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{\text{п.в}} = 150^\circ\text{C}$, теплоемкость рабочей массы топлива $c_{\text{т}}^{\text{р}} = 2,64 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{\text{к.а}}^{\text{б.р}} = 85\%$, теоретическая температура горения топлива в топке $\vartheta_{\text{т}} = 1487^\circ\text{C}$, условный коэффициент загрязнения $\zeta = 0,6$, степень черноты топки $a_{\text{т}} = 0,729$, лучевоспринимающая поверхность нагрева $H_{\text{д}} = 240 \text{ м}^2$, в интервале температур $\vartheta_{\text{т}} - \vartheta_{\text{т}}''$ средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания топлива $V c_{\text{р}} = 7,37 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$, расчетный коэффициент, зависящий от относительного местоположения максимума температуры в топке, $M = 0,45$, потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 2\%$ и потери теплоты в окружающую среду $q_5 = 0,9\%$.

Ответ: $\vartheta_{\text{т}}'' = 974^\circ\text{C}$.

Задача 2.46. Определить количество теплоты, переданной лучевоспринимающим поверхностям топки котельного агрегата, работающего на донецком каменном угле марки Т состава: $C^{\text{р}} = 62,7\%$; $H^{\text{р}} = 3,1\%$; $S_{\text{п}}^{\text{р}} = 2,8\%$; $N^{\text{р}} = 0,9\%$; $O^{\text{р}} = 1,7\%$; $A^{\text{р}} = 23,8\%$; $W^{\text{р}} = 5,0\%$, если известны температура воздуха в котельной $t_{\text{в}} = 30^\circ\text{C}$, температура горячего воздуха $t_{\text{г.в}} = 300^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_{\text{т}} = 1,25$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_{\text{т}} = 0,05$, температура газов на выходе из топки $\vartheta_{\text{т}}'' = 1100^\circ\text{C}$, потери теплоты от химической не-

полноты сгорания топлива $q_3 = 0,6 \%$, потери теплоты от механической неполноты сгорания $q_4 = 3 \%$, потери теплоты в окружающую среду $q_5 = 0,5 \%$ и потери теплоты с физической теплотой шлака $q_6 = 0,4 \%$.

Решение: Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле (1.12):

$$Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 338C^{\text{п}} + 1025H^{\text{п}} - 108,5(O^{\text{п}} - S_{\text{н}}^{\text{п}}) - 25W^{\text{п}} = \\ = 338 \cdot 62,7 + 1025 \cdot 3,1 - 108,5(1,7 - 2,8) - 25 \cdot 5,0 = \\ = 24\,365 \text{ кДж/кг.}$$

Теоретически необходимый объем воздуха находим по (1.27):

$$V^0 = 0,089C^{\text{п}} + 0,266H^{\text{п}} + 0,033(S_{\text{н}}^{\text{п}} - O^{\text{п}}) = 0,089 \times \\ \times 62,7 + 0,266 \cdot 3,1 + 0,033(2,8 - 1,7) = 6,44 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Теплоту, вносимую в топку воздухом, подогретым вне котлоагрегата, определяем по формуле (2.7):

$$Q_{\text{в.вн}} = \alpha_{\text{т}} V^0 c'_{\text{р.в}} \Delta t_{\text{в}} = 1,25 \cdot 6,44 \cdot 1,33 \cdot 270 = 2889 \text{ кДж/кг.}$$

Располагаемую теплоту находим по формуле (2.3):

$$Q_{\text{р}}^{\text{п}} = Q_{\text{н}}^{\text{п}} + Q_{\text{в.вн}} = 24\,365 + 2889 = 27\,254 \text{ кДж/кг.}$$

Теплоту, вносимую в топку с воздухом, определяем по формуле (2.32):

$$Q_{\text{в}}^{\text{п}} = (\alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{т}}) V^0 (c\theta)_{\text{г.в}} + \Delta\alpha_{\text{т}} V^0 (c\theta)_{\text{х.в}} = (1,25 - \\ - 0,05) \cdot 6,44 \cdot 403 + 0,05 \cdot 6,44 \cdot 40 = 3127 \text{ кДж/кг.}$$

Значения энтальпий $(c\theta)_{\text{г.в}}$ и $(c\theta)_{\text{х.в}}$ находим по табл. 1 (см. Приложение).

Полезное тепловыделение в топке находим по формуле (2.31):

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{р}}^{\text{п}} \left(\frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} \right) + Q_{\text{в}}^{\text{п}} - Q_{\text{в.вн}} = \\ = 27\,254 \left(\frac{100 - 0,6 - 3 - 0,4}{100 - 3} \right) + 3127 - 2889 = \\ = 27\,220 \text{ кДж/кг.}$$

Объем трехатомных газов определяем по формуле (1.33): $V_{\text{RO}_2} = 0,0187(C^{\text{п}} + 0,375S_{\text{н}}^{\text{п}}) = 0,0187(62,7 + 0,375 \times 2,8) = 1,19 \text{ м}^3/\text{кг.}$

Теоретический объем азота находим по формуле (1.32): $V_{\text{N}_2}^0 = 0,79V^0 + 0,8N^{\text{п}}/100 = 0,79 \cdot 6,44 + 0,8 \cdot 0,9/100 = 5,09 \text{ м}^3/\text{кг.}$

Теоретический объем водяных паров определяем по формуле (1.35):

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,0124(9H^{\text{п}} + W^{\text{п}}) + 0,0161V^0 = 0,0124 \times \\ \times (9 \cdot 3,1 + 5,0) + 0,0161 \cdot 6,44 = 0,51 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Энтальпию продуктов сгорания при $\alpha_{\text{т}} = 1$ и температуре газов $\theta_{\text{т}}^* = 1100 \text{ }^{\circ}\text{C}$ находим по формуле (1.61):

$$I_{\text{т}}^0 = V_{\text{RO}_2} (c\theta)_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 (c\theta)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 (c\theta)_{\text{H}_2\text{O}} = \\ = 1,19 \cdot 2457 + 5,09 \cdot 1545 + 0,51 \cdot 1926 = 11\,774 \text{ кДж/кг,}$$

Значения энтальпий $(c\theta)_{\text{CO}_2}$, $(c\theta)_{\text{N}_2}$ и $(c\theta)_{\text{H}_2\text{O}}$ находим по табл. 1 (см. Приложение).

Энтальпию воздуха при $\alpha_{\text{т}} = 1$ и температуре газов $\theta_{\text{т}}^* = 1100 \text{ }^{\circ}\text{C}$ определяем по формуле (1.62):

$$I_{\text{в}}^0 = V^0 (c\theta)_{\text{в}} = 6,44 \cdot 1595 = 10\,272 \text{ кДж/кг.}$$

Значение $(c\theta)_{\text{в}}$ находим по табл. 1 (см. Приложение).

Энтальпию продуктов сгорания при $\theta_{\text{т}}^* = 1100 \text{ }^{\circ}\text{C}$ определяем по формуле (1.60):

$$I_{\text{т}}^{\text{п}} = I_{\text{т}}^0 + (\alpha_{\text{т}} - 1) I_{\text{в}}^0 = 11\,774 + (1,25 - 1) 10\,272 = \\ = 14\,342 \text{ кДж/кг.}$$

Коэффициент сохранения теплоты определяем по формуле (2.34):

$$\varphi = 1 - q_5/100 = 1 - 0,5/100 = 0,995.$$

Количество теплоты, переданной лучевоспринимающим поверхностям топки, находим по формуле (2.30):

$$Q_{\text{л}} = \varphi (Q_{\text{т}} - I_{\text{т}}^{\text{п}}) = 0,995 (27\,220 - 14\,342) = 12\,814 \text{ кДж/кг.}$$

Задача 2.47. Определить количество теплоты, переданной лучевоспринимающим поверхностям топки котельного агрегата, работающего на карагандинском угле марки К состава: $C^{\text{п}} = 54,7 \%$; $H^{\text{п}} = 3,3 \%$; $S_{\text{н}}^{\text{п}} = 0,8 \%$; $N^{\text{п}} = 0,8 \%$; $O^{\text{п}} = 4,8 \%$; $A^{\text{п}} = 27,6 \%$; $W^{\text{п}} = 8,0 \%$, если известны температура воздуха в котельной $t_{\text{г.в}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$, температура горячего воздуха $t_{\text{г.в}} = 350 \text{ }^{\circ}\text{C}$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_{\text{т}} = 1,3$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_{\text{т}} = 0,05$, температура газов на выходе из топки $\theta_{\text{т}}^* = 1000 \text{ }^{\circ}\text{C}$, потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива $q_3 = 0,6 \%$, потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 3,0 \%$, потери теплоты в окружающую среду $q_5 = 0,5 \%$ и потери теплоты с физической теплотой шлака $q_6 = 0,4 \%$.

Ответ: $Q_{\text{л}} = 12\,467 \text{ кДж/кг.}$

Задача 2.48. Определить количество теплоты, переданной лучевоспринимающим поверхностям топки котельного агрегата, работающего на природном газе состава: $\text{CO}_2 = 0,2 \%$; $\text{CH}_4 = 97,9 \%$; $\text{C}_2\text{H}_4 = 0,1 \%$; $\text{N}_2 = 1,8 \%$; если известны температура воздуха в котельной $t_{\text{г.в}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$, температура горячего воздуха $t_{\text{г.в}} = 230 \text{ }^{\circ}\text{C}$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_{\text{т}} = 1,1$, присос воздуха в топоч-

ной камере $\Delta\alpha_T = 0,05$, температура газов на выходе из топки $\vartheta_T'' = 1000^\circ\text{C}$, потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива $q_3 = 1\%$ и потери теплоты в окружающую среду $q_5 = 1,0\%$.

Ответ: $Q_{\text{л}} = 20\,673\text{ кДж/кг}$.

Задача 2.49. Определить количество теплоты, переданной лучевоспринимающим поверхностям топки котельного агрегата, работающего на высокосернистом мазуте состава: $\text{Ср} = 83,0\%$; $\text{Нр} = 10,4\%$; $\text{S}_\text{р}^{\text{н}} = 2,8\%$; $\text{Ор} = 0,7\%$; $\text{Ар} = 0,1\%$; $\text{Wr} = 3,0\%$, если известны полезное тепловыделение в топке $Q_T = 39\,100\text{ кДж/кг}$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,15$, температура газов на выходе из топки $\vartheta_T'' = 1100^\circ\text{C}$ и потери теплоты в окружающую среду $q_5 = 1,0\%$.

Ответ: $Q_{\text{л}} = 17\,546\text{ кДж/кг}$.

Задача 2.50. Определить количество теплоты, переданной лучевоспринимающим поверхностям топки котельного агрегата, работающего на донецком угле марки Д с низшей теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 19\,453\text{ кДж/кг}$, если известны температура воздуха в котельной $t_{\text{в}} = 30^\circ\text{C}$, температура горячего воздуха $t_{\text{г.в}} = 295^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_T = 0,05$, теоретически необходимый объем воздуха $V^0 = 5,17\text{ м}^3/\text{кг}$, энтальпия продуктов сгорания $I_T'' = 12\,160\text{ кДж/кг}$, потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива $q_3 = 0,7\%$, потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 3\%$, потери теплоты в окружающую среду $q_5 = 0,5\%$ и потери теплоты с физической теплотой шлака $q_6 = 0,3\%$.

Ответ: $Q_{\text{л}} = 9394\text{ кДж/кг}$.

Задача 2.51. Определить лучевоспринимающую поверхность нагрева топки котельного агрегата паропроизводительностью $D = 4,09\text{ кг/с}$, работающего на природном газе Ставропольского месторождения с низшей теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{с}} = 35\,621\text{ кДж/м}^3$, если известны давление перегретого пара $p_{\text{п.п}} = 4\text{ МПа}$, температура перегретого пара $t_{\text{п.п}} = 425^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{\text{п.в}} = 130^\circ\text{C}$, величина непрерывной продувки $P = 3\%$, теоретически необходимый объем воздуха $V^0 = 9,51\text{ м}^3/\text{м}^3$, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} = 90\%$, температура воздуха в котельной $t_{\text{в}} = 30^\circ\text{C}$, температура горячего воздуха $t_{\text{г.в}} = 250^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,15$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_T = 0,05$,

теоретическая температура горения топлива в топке $\vartheta_T = 2040^\circ\text{C}$, температура газов на выходе из топки $\vartheta_T'' = 1000^\circ\text{C}$, энтальпия продуктов сгорания при $\vartheta_T' / T'' = 17\,500\text{ кДж/м}^3$, условный коэффициент загрязнения $\zeta = 0,65$, степень черноты топки $a_T = 0,554$, расчетный коэффициент, зависящий от относительного местоположения максимума температуры в топке, $M = 0,44$, потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива $q_3 = 1\%$ и потери теплоты в окружающую среду $q_5 = 1,0\%$.

Решение: Теплоту, вносимую в топку воздухом, подогретым вне котлоагрегата, определяем по формуле (2.7):

$$Q_{\text{в.вн}} = \alpha_T V^0 c_{\text{р.в}}' \Delta t_{\text{в}} = 1,15 \cdot 9,51 \cdot 1,33 \cdot 220 = 3200\text{ кДж/м}^3.$$

Располагаемую теплоту находим по формуле (2.3):

$$Q_{\text{р}}^{\text{р}} = Q_{\text{н}}^{\text{р}} + Q_{\text{в.вн}} = 35\,621 + 3200 = 38\,821\text{ кДж/м}^3.$$

Расчетный расход топлива определяем по формуле (2.25):

$$B_{\text{р}} = B = \frac{D_{\text{пе}} [(i_{\text{п.п}} - i_{\text{п.в}}) + (P/100) (i_{\text{к.в}} - i_{\text{п.в}})]}{Q_{\text{р}}^{\text{р}} \eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}}} 100 = \\ = \frac{4,09 [(3280 - 544) + (3/100) (1087,5 - 544)]}{38\,821 \cdot 90} 100 = 0,32\text{ м}^3/\text{с}.$$

Теплоту, вносимую в топку с воздухом, находим по (2.32):

$$Q_{\text{в}}' = (\alpha_T - \Delta\alpha_T) V^0 (c\vartheta)_{\text{г.в}} + \Delta\alpha_T V^0 (c\vartheta)_{\text{х.в}} = (1,15 - 0,05) \cdot 9,51 \cdot 334 + 0,05 \cdot 9,51 \cdot 40 = 3513\text{ кДж/м}^3.$$

Значения энтальпий $(c\vartheta)_{\text{г.в}}$ и $(c\vartheta)_{\text{х.в}}$ находим по табл. 1 (см. Приложение).

Полезное тепловыделение в топке определяем по формуле (2.31):

$$Q_T = Q_{\text{р}}^{\text{р}} \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_{\text{в}}' - Q_{\text{в.вн}} = \\ = 38\,821 \frac{(100 - 1)}{100} + 3513 - 3200 = 38\,746\text{ кДж/м}^3.$$

Коэффициент сохранения теплоты находим по формуле (2.31):

$$\Phi = 1 - q_5/100 = 1 - 1,0/100 = 0,99.$$

Количество теплоты, переданной лучевоспринимающим поверхностям топки, определяем по формуле (2.30):

$$Q_{\text{л}} = \Phi (Q_T - I_T'') = 0,99 (38\,746 - 17\,500) = 21\,034\text{ кДж/м}^3.$$

Лучевоспринимающую поверхность нагрева находим по (2.37):

$$H_{\text{л}} = \frac{B_p Q_{\text{л}}}{5,7 \cdot 10^{-11} M \xi a_T T_T'' T_T^3} \sqrt[3]{\frac{1}{M^2} \left(\frac{T_T}{T_T''} - 1 \right)^2} =$$

$$= \frac{0,32 \cdot 21 \, 034}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,44 \cdot 0,65 \cdot 0,554 \cdot 1273 \cdot 2313^3} \sqrt[3]{\frac{1}{0,44^2} \left(\frac{2313}{1273} - 1 \right)^2} =$$

$$= 73,4 \, \text{м}^2.$$

Задача 2.52. Определить лучевоспринимающую поверхность нагрева топki котельного агрегата паропроизводительностью $D = 13,9 \, \text{кг/с}$, работающего на каменном угле с низшей теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 25 \, 070 \, \text{кДж/кг}$, если известны давление перегретого пара $p_{\text{п.п}} = 4 \, \text{МПа}$, температура перегретого пара $t_{\text{п.п}} = 450 \, ^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{\text{п.в}} = 150 \, ^\circ\text{C}$, величина непрерывной продувки $P = 4 \, \%$, теоретически необходимый объем воздуха $V^0 = 6,64 \, \text{м}^3/\text{м}^3$, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} = 87 \, \%$, температура воздуха в котельной $t_{\text{в}} = 30 \, ^\circ\text{C}$, температура горячего воздуха $t_{\text{г.в}} = 390 \, ^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,25$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_T = 0,05$, теоретическая температура горения топлива в топке $\theta_T = 2035 \, ^\circ\text{C}$, температура газов на выходе из топки $\theta_T'' = 1080 \, ^\circ\text{C}$, условный коэффициент загрязнения $\xi = 0,6$, степень черноты топki $a_T = 0,546$, расчетный коэффициент, зависящий от относительного местоположения максимума температуры в топке, $M = 0,45$, потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива $q_3 = 1,0 \, \%$, потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 3 \, \%$ и потери теплоты в окружающую среду $q_5 = 1 \, \%$.

Ответ: $H_{\text{л}} = 200 \, \text{м}^2$.

Задача 2.53. Определить лучевоспринимающую поверхность нагрева топki котельного агрегата паропроизводительностью $D = 13,8 \, \text{кг/с}$, работающего на высокосеринстом мазуте состава: $\text{Ср} = 83,0 \, \%$; $\text{Нр} = 10,4 \, \%$; $\text{Sr}^{\text{р}} = 2,8 \, \%$; $\text{Or} = 0,7 \, \%$; $\text{Ar} = 0,1 \, \%$; $\text{Wr}^{\text{р}} = 3 \, \%$, если известны температура подогрева мазута $t_{\text{т}} = 90 \, ^\circ\text{C}$, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} = 86,7 \, \%$, давление перегретого пара $p_{\text{п.п}} = 1,4 \, \text{МПа}$, температура перегретого пара $t_{\text{п.п}} = 250 \, ^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{\text{п.в}} = 100 \, ^\circ\text{C}$, величина не-

прерывной продувки $P = 3 \, \%$, количество теплоты, переданной лучевоспринимающим поверхностям $Q_{\text{л}} = 17 \, 400 \, \text{кДж/кг}$, теоретическая температура горения топлива в топке $\theta_T = 2100 \, ^\circ\text{C}$, температура газов на выходе из топki $\theta_T'' = 1100 \, ^\circ\text{C}$, условный коэффициент загрязнения $\xi = 0,55$, степень черноты топki $a_T = 0,529$ и расчетный коэффициент, зависящий от относительного местоположения максимума температуры в топке, $M = 0,44$.

Ответ: $H_{\text{л}} = 187,5 \, \text{м}^2$.

§ 2.4. РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Пароперегреватели. Количество теплоты (кДж/кг), воспринятой паром в пароперегревателе, определяется по формуле

$$Q_{\text{пе}} = \varphi [I'_{\text{пе}} - I''_{\text{пе}} + \Delta\alpha_{\text{пе}} V^0 (c\theta)_{\text{х.в}}] = \frac{D_{\text{пе}}}{B_p} (i_{\text{п.п}} - i_{\text{п.п}}'), \quad (2.38)$$

где φ — коэффициент сохранения теплоты; $I'_{\text{пе}}$ и $I''_{\text{пе}}$ — энтальпии продуктов сгорания на входе в пароперегреватель и выходе из него, кДж/кг; $\Delta\alpha_{\text{пе}}$ — присос воздуха в газоходе пароперегревателя; V^0 — теоретически необходимый объем воздуха, $\text{м}^3/\text{кг}$; $(c\theta)_{\text{х.в}}$ — энтальпия холодного воздуха, кДж/кг; $D_{\text{пе}}$ — расход пара через пароперегреватель, кг/с; B_p — расчетный расход топлива, кг/с; $i_{\text{п.п}}$ и $i_{\text{п.п}}'$ — энтальпии перегретого пара на выходе из пароперегревателя и насыщенного пара на входе в пароперегреватель, кДж/кг.

Конвективная поверхность (м^2) нагрева пароперегревателя

$$H_{\text{пе}} = \frac{Q_{\text{пе}} B_p}{\kappa_{\text{пе}} \Delta t_{\text{пе}}}, \quad (2.39)$$

где $\kappa_{\text{пе}}$ — коэффициент теплопередачи для пароперегревателя, $\text{кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\Delta t_{\text{пе}}$ — температурный напор в пароперегревателе, $^\circ\text{C}$.

Температурный напор как для прямотока, так и для противотока определяется как среднелогарифмическая разность температур:

$$\Delta t_{\text{пе}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg (\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}})}, \quad (2.40)$$

где Δt_6 — разность температур между продуктами сгорания и паром на том конце поверхности нагрева, где она наибольшая, °C; Δt_m — разность температур между продуктами сгорания и паром на том конце поверхности нагрева, где она наименьшая, °C.

Если $\Delta t_6/\Delta t_m \leq 1,7$, температурный напор определяется по формуле

$$\Delta t_{\text{те}} = (\Delta t_6 + \Delta t_m)/2. \quad (2.41)$$

Экономайзеры. Количество теплоты (кДж/кг), воспринятой водой в экономайзере, определяется по формуле

$$Q_9 = \varphi [I'_9 - I''_9 + \Delta\alpha_9 V^0 (c\theta)_{x.v}] = \frac{D_9}{B_p} (i''_{п.в} - i'_{п.в}), \quad (2.42)$$

где I'_9 и I''_9 — энтальпии продуктов сгорания на входе в экономайзер и выходе из него, кДж/кг; $\Delta\alpha_9$ — присос воздуха в газоходе экономайзера; D_9 — расход воды через экономайзер, кг/с; $i''_{п.в}$ и $i'_{п.в}$ — энтальпии воды (или пароводяной смеси) на выходе из экономайзера и на входе в экономайзер, кДж/кг.

Расход воды через экономайзер

$$D_9 = D (1 + P/100), \quad (2.43)$$

где P — величина непрерывной продувки, %.

Энтальпия воды на выходе из экономайзера

$$i''_{п.в} = i'_{п.в} + \frac{B_p Q_9}{D_9}. \quad (2.44)$$

Конвективная поверхность (м^2) нагрева экономайзера

$$H_9 = \frac{Q_9 B_p}{\kappa_9 \Delta t_9}, \quad (2.45)$$

где κ_9 — коэффициент теплопередачи для экономайзера, кВт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$); Δt_9 — температурный напор в экономайзере, °C, определяется по формулам (2.40) и (2.41).

Воздухоподогреватели. Количество теплоты (кДж/кг), воспринятой воздухом в воздухоподогревателе, определяется по формуле

$$Q_{вп} = \varphi [I'_{вп} - I''_{вп} + \Delta\alpha_{вп} V^0 (c\theta)_{ср.в}] = (\beta_{вп} + \beta_{рц} + \Delta\alpha_{вп}/2) (I'_в - I'_в), \quad (2.46)$$

где $I'_{вп}$ и $I''_{вп}$ — энтальпии продуктов сгорания на входе в воздухоподогреватель и выходе из него, кДж/кг; $\Delta\alpha_{вп}$ — присос воздуха в воздухоподогревателе; $(c\theta)_{ср.в}$ — энтальпия воздуха при средней температуре воздуха ($t_{ср.в}$), кДж/кг; $\beta_{вп}$ — отношение объема воздуха на выходе из воздухоподогревателя к теоретически необходимому; $\beta_{рц}$ — доля рециркулирующего воздуха; $I'_в$ и $I'_в$ — энтальпии теоретически необходимого объема воздуха на выходе из воздухоподогревателя и входе в него, кДж/кг.

Средняя температура воздуха

$$t_{ср.в} = (t'_в + t''_в)/2, \quad (2.47)$$

где $t'_в$ и $t''_в$ — температура воздуха на входе в воздухоподогреватель и выходе из него, °C.

Отношение объема воздуха на выходе из воздухоподогревателя к теоретически необходимому

$$\beta_{вп} = \alpha_t - \Delta\alpha_t - \Delta\alpha_{пл}, \quad (2.48)$$

где α_t — коэффициент избытка воздуха в топке; $\Delta\alpha_t$ — присос воздуха в топке; $\Delta\alpha_{пл}$ — присос воздуха в пылеприготовительной установке.

Доля рециркулирующего воздуха

$$\beta_{рц} = (\alpha_t - \Delta\alpha_t + \Delta\alpha_{вп}) \frac{t'_{вп} - t_{х.в}}{t_{г.в} - t'_{вп}},$$

где $t'_{вп}$, $t_{х.в}$, $t_{г.в}$ — соответственно температура воздуха после смешения холодного воздуха с рециркулирующим, температура холодного воздуха и температура горячего воздуха, идущего на рециркуляцию, °C.

Конвективная поверхность (м^2) нагрева воздухоподогревателя

$$H_{вп} = Q_{вп} B_p (\kappa_{вп} \Delta t_{вп}), \quad (2.49)$$

где $\kappa_{вп}$ — коэффициент теплопередачи для воздухоподогревателя, кВт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$); $\Delta t_{вп}$ — температурный напор в воздухоподогревателе, °C, находится по формулам (2.40) и (2.41).

Задача 2.54. Определить количество теплоты, воспринятой паром в пароперегревателе котельного агрегата паропроизводительностью $D = 13,5$ кг/с, работающего на подмосковном угле марки Б2 с низшей теплотой сгорания $Q_n^p = 10\,516$ кДж/кг, если известны температура топ-

лива при входе в топку $t_r = 20^\circ\text{C}$, теплоемкость рабочей массы топлива $c_p^r = 2,1 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$, давление насыщенного пара $p_{н.п} = 4,5 \text{ МПа}$, давление перегретого пара $p_{п.п} = 4 \text{ МПа}$, температура перегретого пара $t_{п.п} = 450^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{п.в} = 150^\circ\text{C}$, величина непрерывной продувки $P = 3\%$, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{к.а}^{\text{бр}} = 88\%$ и потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 4\%$.

Ответ: $Q_{пе} = 1906 \text{ кДж/кг}$.

Задача 2.55. Определить количество теплоты, воспринятой паром в пароперегревателе котельного агрегата, работающего на донецком угле марки Д состава: $C^p = 49,3\%$; $H^p = 3,6\%$; $S^p = 3,0\%$; $N^p = 1,0\%$; $O^p = 8,3\%$; $A^p = 21,8\%$; $W^p = 13,0\%$, если известны энтальпия продуктов сгорания на входе в пароперегреватель $I'_{пе} = 9318 \text{ кДж/кг}$, температура газов на выходе из пароперегревателя $t''_{г.п} = 600^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха за пароперегревателем $\alpha_{пе} = 1,3$, присос воздуха в газоходе пароперегревателя $\Delta\alpha_{пе} = 0,05$, температура воздуха в котельной $t_{в} = 30^\circ\text{C}$ и потери теплоты в окружающую среду $q_5 = 0,5\%$.

Ответ: $Q_{пе} = 2855 \text{ кДж/кг}$.

Задача 2.56. Определить количество теплоты, воспринятой паром в пароперегревателе котельного агрегата паропроизводительностью $D = 9,73 \text{ кг/с}$, если известны давление насыщенного пара $p_{н.п} = 1,4 \text{ МПа}$, давление перегретого пара $p_{п.п} = 1,3 \text{ МПа}$, температура перегретого пара $t_{п.п} = 250^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{п.в} = 100^\circ\text{C}$, величина непрерывной продувки $P = 4\%$, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{к.а}^{\text{бр}} = 90\%$ и потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 3,5\%$. Котельный агрегат работает на кузнецком угле марки Т с низшей теплотой сгорания горючей массы $Q_{н}^r = 34\,345 \text{ кДж/кг}$, содержание в топливе золы $A^p = 16,8\%$ и влаги $W^p = 6,5\%$.

Ответ: $Q_{пе} = 1474 \text{ кДж/кг}$.

Задача 2.57. Определить энтальпию продуктов сгорания на выходе из пароперегревателя котельного агрегата паропроизводительностью $D = 3,89 \text{ кг/с}$, работающего на природном газе Саратовского месторождения с низшей теплотой сгорания $Q_{н}^c = 35\,799 \text{ кДж/м}^3$, если известны давление насыщенного пара $p_{н.п} = 1,5 \text{ МПа}$, давление перегретого пара $p_{п.п} = 1,4 \text{ МПа}$, температура перегретого пара $t_{п.п} = 350^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{п.в} = 100^\circ\text{C}$.

величина непрерывной продувки $P = 4\%$, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{к.а}^{\text{бр}} = 92,0\%$, энтальпия продуктов сгорания на входе в пароперегреватель $I'_{пе} = 17\,220 \text{ кДж/м}^3$, теоретический объем воздуха, необходимый для сгорания топлива $V^0 = 9,52 \text{ м}^3/\text{м}^3$, присос воздуха в газоходе пароперегревателя $\Delta\alpha_{пе} = 0,05$, температура воздуха в котельной $t_{в} = 30^\circ\text{C}$ и потери теплоты в окружающую среду $q_5 = 1\%$.

Решение: Расчетный расход топлива определяем по формуле (2.25):

$$B_p = B = \frac{D_{пе} [(i_{п.п} - i_{п.в}) + (P/100)(i_{п.п} - i_{п.в})]}{Q_p^p \eta_{к.а}^{\text{бр}}} \cdot 100 =$$

$$= \frac{3,89 [(3160 - 419) + (4/100)(830 - 419)]}{35\,799 \cdot 92} \cdot 100 = 0,326 \text{ кг/с}.$$

Количество теплоты, воспринятой паром в пароперегревателе, находим по формуле (2.38):

$$Q_{пе} = \frac{D_{пе}}{B_p} (i_{п.п} - i_{п.п}) = \frac{3,89}{0,326} (3160 - 2791,8)$$

$$= 4388 \text{ кДж/м}^3.$$

Энтальпию насыщенного пара при давлении $p_{п.п} = 1,5 \text{ МПа}$ находим по табл. 2 (см. Приложение): $i_{п.п} = i'' = 2791,8 \text{ кДж/кг}$.

Расход пара через пароперегреватель $D_{пе}$ равен паропроизводительности котлоагрегата D , так как отсутствует отбор насыщенного пара.

Коэффициент сохранения теплоты определяем по формуле (2.31):

$$\varphi = 1 - q_3/100 = 1 - 1/100 = 0,99.$$

Энтальпию продуктов сгорания на выходе из пароперегревателя находим из формулы (2.38):

$$I''_{пе} = I'_{пе} - \frac{Q_{пе}}{\varphi} + \Delta\alpha_{пе} V^0 (c\theta)_{х.в} =$$

$$= 17\,220 - \frac{4388}{0,99} + 0,05 \cdot 9,52 \cdot 40 = 12\,769 \text{ кДж/м}^3.$$

Задача 2.58. Определить энтальпию продуктов сгорания на выходе из пароперегревателя котельного агрегата паро-

производительностью $D = 5,6 \text{ кг/с}$, работающего на челябинском угле марки БЗ с низшей теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 13\,997 \text{ кДж/кг}$, если известны давление насыщенного пара $p_{\text{н.п}} = 4 \text{ МПа}$, давление перегретого пара $p_{\text{п.п}} = 4 \text{ МПа}$, температура перегретого пара $t_{\text{п.п}} = 430 \text{ }^{\circ}\text{C}$, температура питательной воды $t_{\text{п.п}} = 130 \text{ }^{\circ}\text{C}$, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} = 89 \%$, энтальпия продуктов сгорания на входе в пароперегреватель $I_{\text{пе}} = 7800 \text{ кДж/кг}$, теоретический объем воздуха, необходимый для сгорания топлива $V^0 = 3,74 \text{ м}^3/\text{кг}$, присос воздуха в газоходе пароперегревателя $\Delta\alpha_{\text{пе}} = 0,04$, температура воздуха в котельной $t_{\text{в}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$, потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 3 \%$ и потери теплоты в окружающую среду $q_5 = 1 \%$.

Решение: Физическую теплоту топлива определяем по формуле (2.4):

$$Q_{\text{т.л}} = c_{\text{т}}^{\text{р}} t_{\text{т}} = 2,1 \cdot 20 = 42 \text{ кДж/кг}.$$

Располагаемую теплоту находим по формуле (2.3):

$$Q_{\text{р}}^{\text{р}} = Q_{\text{н}}^{\text{р}} + Q_{\text{т.л}} = 22\,825 + 42 = 22\,867 \text{ кДж/кг}.$$

Натуральный расход топлива определяем по формуле (2.25):

$$B = \frac{D_{\text{пе}} [(i_{\text{п.п}} - i_{\text{п.в}}) + (P, 100) (i_{\text{к.в}} - i_{\text{п.в}})]}{Q_{\text{р}}^{\text{р}} \eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}}} 100 = \frac{21 [(3268 - 628) + (4 \cdot 100) (1049,8 - 628)]}{22\,825 \cdot 88} 100 = 2,77 \text{ кг/с}.$$

Ответ: $I_{\text{пе}} = 5487 \text{ кДж/кг}$.

Задача 2.59. Определить энтальпию продуктов сгорания на выходе из пароперегревателя котельного агрегата, работающего на фрезерном торфе состава: $\text{С}^{\text{р}} = 24,7 \%$; $\text{Н}^{\text{р}} = 2,6 \%$; $\text{S}_{\text{л}}^{\text{р}} = 0,1 \%$; $\text{N}^{\text{р}} = 1,1 \%$; $\text{O}^{\text{р}} = 15,2 \%$; $\text{A}^{\text{р}} = 6,3 \%$; $\text{W}^{\text{р}} = 50,0 \%$, если известны температура газов на входе в пароперегреватель $\theta_{\text{пе}}' = 900 \text{ }^{\circ}\text{C}$, количество теплоты, воспринятой паром в пароперегревателе, $Q_{\text{пе}} = 1200 \text{ кДж/кг}$, коэффициент избытка воздуха за пароперегревателем $\alpha_{\text{пе}} = 1,3$, присос воздуха в газоходе пароперегревателя $\Delta\alpha_{\text{пе}} = 0,05$, температура воздуха в котельной $t_{\text{в}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и потери теплоты в окружающую среду $q_5 = 0,5 \%$.

Ответ: $I_{\text{пе}} = 4404 \text{ кДж/кг}$.

Задача 2.60. Определить количество теплоты, воспринятой паром и конвективную поверхность нагрева пароперегревателя котельного агрегата паропроизводительностью $D = 21 \text{ кгс/с}$, работающего на донецком угле марки Т с низшей теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 22\,825 \text{ кДж/кг}$, если известны температура топлива при входе в топку $t_{\text{т}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$, теплоемкость рабочей массы топлива $c_{\text{т}}^{\text{р}} = 2,1 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$, давление насыщенного пара $p_{\text{н.п}} = 4 \text{ МПа}$, давление перегретого пара $p_{\text{п.п}} = 3,5 \text{ МПа}$, температура перегретого пара $t_{\text{п.п}} = 420 \text{ }^{\circ}\text{C}$, температура питательной воды $t_{\text{п.п}} = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$, величина непрерывной продувки $P = 4 \%$, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} = 88 \%$, коэффициент теплопередачи в пароперегревателе $\kappa_{\text{пе}} = 0,051 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{K)}$, температура газов на входе в пароперегреватель $\theta_{\text{пе}}' = 950 \text{ }^{\circ}\text{C}$, температура газов на выходе из пароперегрева-

теля $\theta_{\text{пе}}'' = 630 \text{ }^{\circ}\text{C}$, температура пара на входе в пароперегреватель $t_{\text{п.п}} = 275 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 4,0 \%$.

Решение: Физическую теплоту топлива определяем по формуле (2.4):

$$Q_{\text{т.л}} = c_{\text{т}}^{\text{р}} t_{\text{т}} = 2,1 \cdot 20 = 42 \text{ кДж/кг}.$$

Располагаемую теплоту находим по формуле (2.3):

$$Q_{\text{р}}^{\text{р}} = Q_{\text{н}}^{\text{р}} + Q_{\text{т.л}} = 22\,825 + 42 = 22\,867 \text{ кДж/кг}.$$

Натуральный расход топлива определяем по формуле (2.25):

$$B = \frac{D_{\text{пе}} [(i_{\text{п.п}} - i_{\text{п.в}}) + (P, 100) (i_{\text{к.в}} - i_{\text{п.в}})]}{Q_{\text{р}}^{\text{р}} \eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}}} 100 = \frac{21 [(3268 - 628) + (4 \cdot 100) (1049,8 - 628)]}{22\,825 \cdot 88} 100 = 2,77 \text{ кг/с}.$$

$D_{\text{пе}} = D$, так как отсутствует отбор насыщенного пара. Расчетный расход топлива находим по формуле (2.26):

$$B_{\text{р}} = B (1 - q_4/100) = 2,77 (1 - 4/100) = 2,66 \text{ кг/с}.$$

Количество теплоты, воспринятой паром в пароперегревателе, определяем по формуле (2.38):

$$Q_{\text{пе}} = \frac{D_{\text{пе}}}{B_{\text{р}}} (i_{\text{п.п}} - i_{\text{п.п}}) = \frac{21}{2,66} (3268 - 2800,6) = 3693 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпию насыщенного пара при давлении $p_{\text{н.п}} = 4 \text{ МПа}$ находим по табл. 2 (см. Приложение): $i_{\text{н.п}} = 2800,6 \text{ кДж/кг}$; $D_{\text{пе}} = D$, так как отсутствует отбор насыщенного пара.

Температурный напор в пароперегревателе находим по формуле (2.41):

$$\Delta t_{\text{пе}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}}{2} = \frac{(950 - 420) + (630 - 275)}{2} = 442,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Конвективную поверхность нагрева пароперегревателя определяем по формуле (2.39):

$$H_{\text{пе}} = \frac{Q_{\text{пе}} B_{\text{р}}}{\kappa_{\text{пе}} \Delta t_{\text{пе}}} = \frac{3693 \cdot 2,66}{0,051 \cdot 442,5} = 435 \text{ м}^2.$$

Задача 2.61. Определить конвективную поверхность нагрева пароперегревателя котельного агрегата паропроизводительностью $D = 13,6$ кг/с, работающего на карагандинском каменном угле, если известны давление насыщенного пара $p_{н.п} = 4,5$ МПа, давление перегретого пара $p_{п.п} = 4$ МПа, температура перегретого пара $t_{п.п} = 450$ °С, коэффициент теплопередачи в пароперегревателе $\kappa_{пе} = 0,045$ кВт/(м²·К), температура газов на входе в пароперегреватель $\vartheta'_{ге} = 1052$ °С, температура газов на выходе из пароперегревателя $\vartheta''_{ге} = 686$ °С и температура пара на входе в пароперегреватель $t_{н.п} = 256$ °С.

Ответ: $H_{пе} = 312,1$ м².

Задача 2.62. Определить конвективную поверхность нагрева пароперегревателя котельного агрегата паропроизводительностью $D = 7,05$ кг/с, работающего на природном газе Саратовского месторождения состава: $CO_2 = 0,8$ %, $CH_4 = 84,5$ %, $C_2H_6 = 3,8$ %, $C_3H_8 = 1,9$ %, $C_4H_{10} = 0,9$ %, $C_5H_{12} = 0,3$ %, $N_2 = 7,8$ %, если известны давление перегретого пара $p_{п.п} = 1,4$ МПа, температура перегретого пара $t_{п.п} = 280$ °С, температура питательной воды $t_{п.в} = 110$ °С, величина непрерывной продувки $P = 4$ %, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{к.а.}^{бр} = 91$ %, энтальпия продуктов сгорания на входе в пароперегреватель $I_{пе} = 17\,320$ кДж/кг, энтальпия продуктов сгорания на выходе из пароперегревателя $I''_{пе} = 12\,070$ кДж/кг, присос воздуха в газоходе пароперегревателя $\Delta\alpha_{пе} = 0,05$, температура воздуха в котельной $t_{в} = 30$ °С, потери теплоты в окружающую среду $q_5 = 1$ %, коэффициент теплопередачи в пароперегревателе $\kappa_{пе} = 0,05$ кВт/(м²·К) и температурный напор в пароперегревателе $\Delta t_{пе} = 390$ °С.

Ответ: $H_{пе} = 147$ м².

Задача 2.63. Определить конвективную поверхность нагрева пароперегревателя котельного агрегата, работающего на донецком угле марки А состава: $C_p = 63,8$ %, $H_p = 1,2$ %, $S_p = 1,7$ %, $N_p = 0,6$ %, $O_p = 1,3$ %, $A_p = 22,9$ %, $W_p = 8,5$ %, если известны расчетный расход топлива $B_p = 1,1$ кг/с, температура пара на входе в пароперегреватель $t_{н.п} = 316$ °С, температура перегретого пара $t_{п.п} = 510$ °С, температура газов на входе в пароперегреватель $\vartheta'_{ге} = 1000$ °С, температура газов на выходе из пароперегревателя $\vartheta''_{ге} = 700$ °С, коэффициент избытка воздуха за пароперегревателем $\alpha_{пе} = 1,25$, присос воздуха в га-

зоходе пароперегревателя $\Delta\alpha_{пе} = 0,05$, температура воздуха в котельной $t_{в} = 30$ °С, коэффициент теплопередачи в пароперегревателе $\kappa_{пе} = 0,055$ кВт/(м²·К) и потери теплоты в окружающую среду $q_5 = 1$ %.

Ответ: $H_{пе} = 178$ м².

Задача 2.64. Определить количество теплоты, воспринятой водой в экономайзере котельного агрегата, работающего на малосернистом мазуте состава: $C_p = 84,65$ %, $H_p = 11,7$ %, $S_p = 0,3$ %, $O_p = 0,3$ %, $A_p = 0,05$ %, $W_p = 3,0$ %, если известны температура газов на входе в экономайзер $\vartheta'_г = 330$ °С, температура газов на выходе из экономайзера $\vartheta''_г = 180$ °С, коэффициент избытка воздуха в экономайзере $\alpha_g = 1,3$, присос воздуха в газоходе экономайзера $\Delta\alpha_g = 0,1$, температура воздуха в котельной $t_{в} = 30$ °С и потери теплоты в окружающую среду $q_5 = 1$ %.

Решение: Теоретически необходимый объем воздуха определяем по формуле (1.27):

$$V^0 = 0,089C_p + 0,266H_p + 0,033(S_p - O_p) = 0,089 \times 84,65 + 0,266 \cdot 11,7 + 0,033(0,3 - 0,3) = 10,62 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объем трехатомных газов находим по формуле (1.33):

$$V_{RO_2} = 0,0187(C_p + 0,375S_p) = 0,0187(84,65 + 0,375 \times 0,3) = 1,58 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теоретический объем азота определяем по формуле (1.32):

$$V_{N_2}^0 = 0,79V^0 + 0,8N_p/100 = 0,79 \cdot 10,62 = 8,39 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теоретический объем водяных паров находим по формуле (1.35):

$$V_{H_2O}^0 = 0,0124(9H_p + W_p) + 0,0161V^0 = 0,0124 \times (9 \cdot 11,7 + 3,0) + 0,0161 \cdot 10,62 = 1,51 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Энтальпию продуктов сгорания на входе в экономайзер определяем по формуле (1.60):

$$\begin{aligned} I'_g &= I_r^0 + (\alpha_g - 1) I_v^0 + V_{RO_2}(c\vartheta'_g)_{CO_2} + V_{N_2}^0(c\vartheta'_g)_{N_2} + \\ &+ V_{H_2O}^0(c\vartheta'_g)_{H_2O} + (\alpha_g - 1) V^0(c\vartheta'_g)_v = 1,58 \cdot 623 + \\ &+ 8,39 \cdot 432 + 1,51 \cdot 512 + (1,3 - 1) \cdot 10,62 \cdot 445 = \\ &= 6800 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Значения энтальпий $(c\theta')_{\text{CO}_2}$, $(c\theta')_{\text{N}_2}$, $(c\theta')_{\text{H}_2\text{O}}$ и $(c\theta')_{\text{H}_2}$ находим по табл. 1 (см. Приложение).

Энтальпию продуктов сгорания на выходе из экономайзера находим по формуле (1.60):

$$\begin{aligned} I'_3 &= I'_r + (\alpha_3 - 1) I'_B + V_{\text{RO}_2} (c\theta')_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 (c\theta')_{\text{N}_2} + \\ &+ V_{\text{H}_2\text{O}}^0 (c\theta')_{\text{H}_2\text{O}} + (\alpha_3 - 1) V^0 (c\theta')_{\text{H}_2} = 1,58 \cdot 320 + \\ &+ 8,39 \cdot 234 + 1,51 \cdot 274 + (1,3 - 1) 10,62 \cdot 239 = \\ &= 3644 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Коэффициент сохранения теплоты определяем по формуле (2.31):

$$\varphi = 1 - q_5/100 = 1 - 1/100 = 0,99.$$

Количество теплоты, воспринятой водой в экономайзере, находим по формуле (2.42):

$$Q_3 = \varphi [I'_3 - I'_2 + \Delta\alpha_3 V^0 (c\theta')_{\text{H}_2}] = 0,99 [6800 - 3644 + 0,1 \cdot 10,62 \cdot 40] = 3166 \text{ кДж/кг.}$$

Задача 2.65. Определить количество теплоты, воспринятой водой в экономайзере котельного агрегата паропроизводительностью $D = 5,45$ кг/с, работающего на кузнецком угле марки Т с низшей теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{с}} = 26\,180$ кДж/кг, если известны давление перегретого пара $p_{\text{п.п}} = 1,4$ МПа, температура перегретого пара $t_{\text{п.п}} = 280$ °С, температура питательной воды $t_{\text{п.в}} = 100$ °С, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} = 86$ %, величина непрерывной продувки $P = 3$ %, температура воды на выходе из экономайзера $t_{\text{в}} = 150$ °С и потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 4$ %.

Ответ: $Q_3 = 2002$ кДж/кг.

Задача 2.66. Определить количество теплоты, воспринятой водой в экономайзере котельного агрегата паропроизводительностью $D = 7,66$ кг/с, работающего на природном газе Ставропольского месторождения с низшей теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{с}} = 35\,621$ кДж/кг, если известны давление перегретого пара $p_{\text{п.п}} = 4$ МПа, температура перегретого пара $t_{\text{п.п}} = 425$ °С, температура питательной воды $t_{\text{п.в}} = 100$ °С, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} = 90$ %, величина непрерывной продувки $P = 3$ % и температура воды на выходе из экономайзера $t_{\text{в}} = 168$ °С.

Ответ: $Q_3 = 3313$ кДж/м³.

Задача 2.67. Определить энтальпию воды на выходе из экономайзера котельного агрегата паропроизводительностью $D = 5,6$ кг/с, работающего на подмосковном угле марки Б2 с низшей теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{с}} = 10\,516$ кДж/кг, если известны температура топлива на входе в топку $t_{\text{т}} = 20$ °С, теплоемкость рабочей массы топлива $c_{\text{т}}^{\text{р}} = 2,1$ кДж/(кг·К), давление перегретого пара $p_{\text{п.п}} = 1,4$ МПа, температура перегретого пара $t_{\text{п.п}} = 350$ °С, температура питательной воды $t_{\text{п.в}} = 100$ °С, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} = 88$ %, величина непрерывной продувки $P = 4$ %, энтальпия продуктов сгорания на входе в экономайзер $I'_2 = 3860$ кДж/кг, энтальпия продуктов сгорания на выходе из экономайзера $I'_3 = 2050$ кДж/кг, теоретический объем воздуха, необходимый для сгорания топлива $V^0 = 2,94$ м³/кг, присос воздуха в газоходе экономайзера $\Delta\alpha_3 = 0,1$, температура воздуха в котельной $t_{\text{в}} = 30$ °С, потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 4$ % и потери теплоты в окружающую среду $q_5 = 1$ %.

Ответ: $i'_{\text{п.в}} = 896$ кДж/кг.

Задача 2.68. Определить энтальпию воды на выходе из экономайзера котельного агрегата паропроизводительностью $D = 9,73$ кг/с, работающего на кузнецком угле марки Т состава: $\text{С}^{\text{р}} = 68,6$ %; $\text{Н}^{\text{р}} = 3,1$ %; $\text{S}_\text{д}^{\text{р}} = 0,4$ %; $\text{N}^{\text{р}} = 1,5$ %; $\text{O}^{\text{р}} = 3,1$ %; $\text{A}^{\text{р}} = 16,8$ %; $\text{W}^{\text{р}} = 6,5$ %, если известны расчетный расход топлива $B_{\text{р}} = 1,1$ кг/с, температура питательной воды $t_{\text{п.в}} = 100$ °С, величина непрерывной продувки $P = 4$ %; температура газов на входе в экономайзер $\theta'_3 = 330$ °С, температура газов на выходе из экономайзера $\theta'_4 = 150$ °С, коэффициент избытка воздуха за экономайзером $\alpha_3 = 1,45$, присос воздуха в газоходе экономайзера $\Delta\alpha_3 = 0,1$, температура воздуха в котельной $t_{\text{в}} = 30$ °С и коэффициент сохранения теплоты $\varphi = 0,99$.

Ответ: $i'_{\text{п.в}} = 697$ кДж/кг.

Задача 2.69. Определить энтальпию воды на выходе из экономайзера котельного агрегата паропроизводительностью $D = 13,8$ кг/с, работающего на высокосернистом мазуте состава: $\text{С}^{\text{р}} = 83$ %; $\text{Н}^{\text{р}} = 10,4$ %; $\text{S}_\text{д}^{\text{р}} = 2,8$ %; $\text{O}^{\text{р}} = 0,7$ %; $\text{A}^{\text{р}} = 0,1$ %; $\text{W}^{\text{р}} = 3,0$ %, если известны температура подогрева мазута $t_{\text{т}} = 90$ °С, давление перегретого пара $p_{\text{п.п}} = 1,4$ МПа, температура перегретого пара $t_{\text{п.п}} = 280$ °С, температура питательной воды $t_{\text{п.в}} = 100$ °С, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} = 88$ %; величина не-

ывной продувки $P = 3\%$ и количество теплоты, вос-
 ятой водой в экономайзере, $Q_3 = 3100$ кДж/кг.

ответ: $i''_{п.в} = 641$ кДж/кг.

Задача 2.70. Определить энтальпию продуктов сгорания
 выходе из экономайзера котельного агрегата, работаю-
 на природном газе Саратовского месторождения соста-
 $\text{CO}_2 = 0,8\%$; $\text{CH}_4 = 84,5\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 3,8\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 =$
 9% ; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,9\%$; $\text{C}_5\text{H}_{12} = 0,3\%$; $\text{N}_2 = 7,8\%$,
 температура газов на входе в экономайзер $\vartheta'_3 = 300^\circ\text{C}$,
 коэффициент избытка воздуха за экономайзером $\alpha_3 = 1,35$,
 ос воздуха в газоходе экономайзера $\Delta\alpha_3 = 0,1$, темпе-
 а воздуха в котельной $t_в = 30^\circ\text{C}$, количество тепло-
 воспринятой водой в экономайзере, $Q_3 = 2600$ кДж/кг
 тери теплоты в окружающую среду $q_5 = 1\%$.

ответ: $I''_3 = 3291$ кДж/кг.

Задача 2.71. Определить энтальпию продуктов сгорания
 выходе из экономайзера котельного агрегата паропроиз-
 тельностью $D = 13,8$ кг/с, работающего на малосерни-
 мазуте состава: $\text{Cp} = 84,65\%$, $\text{Hp} = 11,7\%$; $\text{Sp} =$
 3% ; $\text{Op} = 0,3\%$; $\text{Ap} = 0,05\%$; $\text{Wp} = 3,0\%$, ес-
 известны расчетный расход топлива $B_p = 1,06$ кг/с,
 температура питательной воды $t_{п.в} = 100^\circ\text{C}$, температура
 на выходе из экономайзера $t''_{п.в} = 150^\circ\text{C}$, величина
 ырывной продувки $P = 4\%$, температура газов на
 е в экономайзер $\vartheta'_3 = 330^\circ\text{C}$, коэффициент избытка
 уха за экономайзером $\alpha_3 = 1,3$, присос воздуха в га-
 де экономайзера $\Delta\alpha_3 = 0,1$, температура воздуха в ко-
 ной $t_в = 30^\circ\text{C}$ и потери теплоты в окружающую среду
 $= 1\%$.

ответ: $I''_3 = 3868$ кДж/кг.

Задача 2.72. Определить конвективную поверхность на-
 а экономайзера котельного агрегата паропроизводи-
 тельностью $D = 4,0$ кг/с, работающего на природном газе,
 известны температура воды на входе в экономайзер
 $= 100^\circ\text{C}$, температура воды на выходе из экономайзе-
 $t''_{п.в} = 152^\circ\text{C}$, коэффициент теплопередачи в экономайзе-
 $k_3 = 0,02$ кВт/(м²·К), температура газов на входе в эко-
 айзер $\vartheta'_3 = 280^\circ\text{C}$ и температура газов на выходе из
 омайзера $\vartheta''_3 = 150^\circ\text{C}$.

ответ: $H_3 = 541$ м².

Задача 2.73. Определить количество теплоты, восприня-
 водой, конвективную поверхность нагрева экономайзе-
 котельного агрегата паропроизводительностью $D =$
 $5,45$ кг/с, работающего на донецком каменном угле мар-

ки Т с низшей теплотой сгорания $Q_p^p = 24\,365$ кДж/кг, ес-
 ли известны давление перегретого пара $p_{п.п} = 1,4$ МПа,
 температура перегретого пара $t_{п.п} = 260^\circ\text{C}$, температура
 питательной воды $t_{п.в} = 104^\circ\text{C}$, к. п. д. котлоагрегата
 (брутто) $\eta_{к.а}^{\text{бр}} = 88\%$, величина непрерывной продувки $P =$
 $= 3\%$, температура воды на выходе из экономайзера $t''_в =$
 $= 164^\circ\text{C}$, коэффициент теплопередачи в экономайзере
 $k_3 = 0,021$ кВт/(м²·К), температура газов на входе в эко-
 номайзер $\vartheta'_3 = 290^\circ\text{C}$, температура газов на выходе из
 экономайзера $\vartheta''_3 = 150^\circ\text{C}$ и потери теплоты от механиче-
 ской неполноты сгорания $q_4 = 4\%$.

Р е ш е н и е: Натуральный расход топлива определя-
 ем по формуле (2.25):

$$B = \frac{D_{\text{пе}} [(i_{п.п} - i_{п.в}) + (P/100) (i_{к.в} - i_{п.в})]}{Q_p^p \eta_{к.а}^{\text{бр}}} \cdot 100 =$$

$$= \frac{5,45 [(2951 - 436) + (3/100) (828 - 436)]}{24\,365 \cdot 88} \cdot 100 = 0,64 \text{ кг/с.}$$

$D_{\text{пе}} = D$, так как отсутствует отбор насыщенного пара.

Расчетный расход топлива находим по формуле (2.26):

$$B_p = B (1 - q_4/100) = 0,64 (1 - 4/100) = 0,614 \text{ кг/с.}$$

Расход воды через экономайзер определяем по формуле
 (2.43):

$$D_3 = D (1 + P/100) = 5,45 (1 + 3/100) = 5,61 \text{ кг/с.}$$

Количество теплоты, воспринятой водой в экономайзере,
 находим по формуле (2.42):

$$Q_3 = \frac{D_3}{B_p} (i''_{п.в} - i'_{п.в}) = \frac{5,61}{0,614} (687 - 436) =$$

$$= 2293 \text{ кДж/кг.}$$

Температурный напор в экономайзере определяем по
 формуле (2.40):

$$\Delta t_3 = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \lg (\Delta t_6 / \Delta t_m)} = \frac{(290 - 164) - (150 - 104)}{2,3 \lg [(290 - 164) / (150 - 104)]} =$$

$$= 76^\circ\text{C.}$$

конвективную поверхность нагрева экономайзера на-
по формуле (2.45):

$$\frac{Q_3 B_p}{\kappa_3 \Delta t_3} = \frac{2293 \cdot 0,614}{0,021 \cdot 76} = 882,1 \text{ м}^2.$$

Задача 2.74. Определить энтальпию воды на выходе и конвективную поверхность нагрева экономайзера котельного агрегата паропроизводительностью $D = 5,9$ кг/с, работающего на донецком угле марки А, если известны расход топлива $B_p = 0,62$ кг/с, количество теплоты, воспринятой водой в экономайзере $Q_3 = 2520$ кДж/кг, температура питательной воды $t_{п.в} = 100$ °С, коэффициент передачи в экономайзере $\kappa_3 = 0,021$ кВт/(м²·К), величина непрерывной продувки $P = 4$ %, температура газов на выходе из экономайзера $\vartheta'_3 = 320$ °С и температура газов на входе из экономайзера $\vartheta''_3 = 170$ °С.

Ответ: $i''_{п.в} = 672$ кДж/кг; $H_3 = 644$ м².

Задача 2.75. Определить количество теплоты, воспринятой воздухом в воздухоподогревателе котельного агрегата, работающего на донецком угле марки Т состава: $C^p = 77,7$ %; $H^p = 3,1$ %; $S^p_L = 2,8$ %; $N^p = 0,9$ %. $O^p = 11,7$ %; $A^p = 23,8$ %; $W^p = 5,0$ %, если известны температура газов на входе в воздухоподогреватель $\vartheta'_{вп} = 300$ °С, температура газов на выходе из воздухоподогревателя $\vartheta''_{вп} = 300$ °С, коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем $\alpha_{вп} = 1,4$, присос воздуха в воздухоподогревателе $\Delta\alpha_{вп} = 0,05$, температура воздуха на входе в воздухоподогреватель $t'_в = 30$ °С, температура воздуха на выходе из воздухоподогревателя $t''_в = 174$ °С и потери теплоты в окружающую среду $q_5 = 1$ %.

Ответ: $Q_{вп} = 1412$ кДж/кг.

Задача 2.76. Определить количество теплоты, воспринятой воздухом в воздухоподогревателе котельного агрегата, работающего на карагандинском угле марки К, если известны температура воздуха на входе в воздухоподогреватель $t'_в = 30$ °С, температура воздуха на выходе из воздухоподогревателя $t''_в = 170$ °С, теоретически необходимый объем воздуха $V^0 = 5,61$ м³/кг, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_T = 0,05$ и присос воздуха в воздухоподогревателе $\Delta\alpha_{вп} = 0,05$.

Ответ: $Q_{вп} = 1331$ кДж/кг.

Задача 2.77. Определить количество теплоты, воспринятой воздухом в воздухоподогревателе котельного агрегата, работающего на природном газе Ставропольского месторождения состава: $CO_2 = 0,2$ %; $CH_4 = 98,2$ %; $C_2H_6 = 0,4$ %; $C_3H_8 = 0,1$ %; $C_4H_{10} = 0,1$ %; $N_2 = 1,0$ %, если известны температура воздуха на входе в воздухоподогреватель $t'_в = 30$ °С, температура воздуха на выходе из воздухоподогревателя $t''_в = 180$ °С, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,15$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_T = 0,05$ и присос воздуха в воздухоподогревателе $\Delta\alpha_{вп} = 0,06$.

Ответ: $Q_{вп} = 2139$ кДж/кг.

Задача 2.78. Определить энтальпию продуктов сгорания на выходе из воздухоподогревателя котельного агрегата, работающего на природном газе Саратовского месторождения, если известны температура воздуха на входе в воздухоподогреватель $t'_в = 30$ °С, температура воздуха на выходе из воздухоподогревателя $t''_в = 170$ °С, теоретически необходимый объем воздуха $V^0 = 9,52$ м³/м³, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,15$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_T = 0,05$, присос воздуха в воздухоподогревателе $\Delta\alpha_{вп} = 0,06$, энтальпия продуктов сгорания на входе в воздухоподогреватель $I'_{вп} = 7670$ кДж/м³ и потеря теплоты в окружающую среду $q_5 = 1$ %.

Ответ: $I'_{вп} = 5724$ кДж/м³.

Задача 2.79. Определить энтальпию продуктов сгорания на выходе из воздухоподогревателя котельного агрегата, работающего на карагандинском угле марки К состава: $C^p = 54,5$ %; $H^p = 3,3$ %; $S^p_L = 0,8$ %; $N^p = 0,8$ %; $O^p = 4,8$ %; $A^p = 27,6$ %; $W^p = 8,0$ %, если известны температура воздуха на входе в воздухоподогреватель $t'_в = 30$ °С, температура воздуха на выходе из воздухоподогревателя $t''_в = 177$ °С, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_T = 0,05$, коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем $\alpha_{вп} = 1,45$, присос воздуха в воздухоподогревателе $\Delta\alpha_{вп} = 0,05$, температура газов на входе в воздухоподогреватель $\vartheta'_{вп} = 450$ °С и потери теплоты в окружающую среду $q_5 = 1$ %.

Ответ: $I'_{вп} = 4123$ кДж/кг.

Задача 2.80. Определить конвективную поверхность нагрева воздухоподогревателя котельного агрегата, работающего на донецком угле марки Т, если известны температура воздуха на входе в воздухоподогреватель $t'_в = 30$ °С, тем-

температура воздуха на выходе из воздухоподогревателя $t'_в = 75^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_T = 0,05$, присос воздуха в воздухоподогревателе $\Delta\alpha_{вп} = 0,05$, расчетный расход топлива $B_p = 0,64 \text{ кг/с}$, теоретически необходимый объем воздуха $V^0 = 6,44 \text{ м}^3/\text{кг}$, коэффициент теплопередачи в воздухоподогревателе $\kappa_{вп} = 0,0182 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, температура газов на входе в воздухоподогреватель $\vartheta_{вп} = 12^\circ\text{C}$ и температура газов на выходе из воздухоподогревателя $\vartheta''_{вп} = 310^\circ\text{C}$.

Ответ: $H_{вп} = 262 \text{ м}^2$.

Задача 2.81. Определить конвективную поверхность нагрева воздухоподогревателя котельного агрегата паропроизводительностью $D = 5,9 \text{ кг/с}$, работающего на донецком угле марки Т состава: $\text{C}^p = 62,7\%$; $\text{H}^p = 3,1\%$; $\text{S}^p_{\text{п}} = 2,8\%$; $\text{N}^p = 0,9\%$; $\text{O}^p = 1,7\%$; $\text{A}^p = 23,8\%$; $W^p = 5,0\%$, если известны давление перегретого пара $p_{п.п} = 4 \text{ МПа}$, температура перегретого пара $t_{п.п} = 275^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{п.в} = 100^\circ\text{C}$, к. п. д. котельного агрегата (брутто) $\eta_{к.а}^{\text{бр}} = 88\%$, величина непрерывной продувки $P = 4\%$, температура воздуха на входе в воздухоподогреватель $t'_в = 30^\circ\text{C}$, температура воздуха на выходе из воздухоподогревателя $t''_в = 170^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_T = 0,05$, присос воздуха в воздухоподогревателе $\Delta\alpha_{вп} = 0,06$, коэффициент теплопередачи в воздухоподогревателе $\kappa_{вп} = 0,0178 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, температура газов на входе в воздухоподогреватель $\vartheta_{вп} = 402^\circ\text{C}$, температура газов на выходе из воздухоподогревателя $\vartheta''_{вп} = 300^\circ\text{C}$, потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 4\%$.

Решение: Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле (1.12):

$$Q_n^p = 338\text{C}^p + 1025\text{H}^p - 108,5(\text{O}^p - \text{S}^p_{\text{п}}) - 25W^p = 338 \cdot 62,7 + 1025 \cdot 3,1 - 108,5(1,7 - 2,8) - 25 \cdot 5,0 = 24\,365 \text{ кДж/кг}.$$

Натуральный расход топлива находим по формуле (2.5):

$$B = \frac{D_{\text{не}} [(i_{п.п} - i_{п.в}) + (P/100)(i_{к.в} - i_{п.в})]}{Q_n^p \eta_{к.а}^{\text{бр}}} 100 = \frac{5,9 [(2980 - 419) + (4/100)(830 - 419)]}{24\,365 \cdot 88} 100 = 0,713 \text{ кг/с}.$$

$D_{\text{не}} = D$, так как отсутствует отбор насыщенного пара. Расчетный расход топлива определяем по формуле (2.26):

$$B_p = B(1 - q_4/100) = 0,713(1 - 4/100) = 0,684 \text{ кг/с}.$$

Теоретически необходимый объем воздуха находим по формуле (1.27):

$$V^0 = 0,089\text{C}^p + 0,266\text{H}^p + 0,033(\text{S}^p_{\text{п}} - \text{O}^p) = 0,089 \times 62,7 + 0,266 \cdot 3,1 + 0,033(2,8 - 1,7) = 6,44 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Энтальпию теоретически необходимого объема воздуха на входе в воздухоподогреватель определяем по формуле (1.62):

$$I'_в = V^0(ct'_в) = 6,44 \cdot 40 = 258 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпию теоретически необходимого объема воздуха на выходе из воздухоподогревателя определяем по формуле (1.62):

$$I''_в = V^0(ct''_в) = 6,44 \cdot 226 = 1455 \text{ кДж/кг}.$$

Отношение объема воздуха на выходе из воздухоподогревателя к теоретически необходимому находим по формуле (2.48):

$$\beta_{вп} = \alpha_T - \Delta\alpha_T = 1,3 - 0,05 = 1,25.$$

Количество теплоты, воспринятой воздухом в воздухоподогревателе, определяем по формуле (2.46):

$$Q_{вп} = (\beta_{вп} + \Delta\alpha_{вп}/2)(I''_в - I'_в) = (1,25 + 0,06/2) \times (1455 - 258) = 1532 \text{ кДж/кг}.$$

Температурный напор в воздухоподогревателе находим по (2.41):

$$\Delta t_{вп} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2} = \frac{(402 - 170) + (300 - 30)}{2} = 251^\circ\text{C}.$$

Конвективную поверхность нагрева воздухоподогревателя определяем по формуле (2.49):

$$H_{вп} = \frac{Q_{вп} B_p}{\kappa_{вп} \Delta t_{вп}} = \frac{1532 \cdot 0,684}{0,0178 \cdot 251} = 235 \text{ м}^2.$$

Задача 2.82. Определить конвективную поверхность нагрева воздухоподогревателя котельного агрегата паропроизводительностью $D = 13,5 \text{ кг/с}$, работающего на подмосковном угле марки Б2 состава $\text{C}^p = 28,7\%$; $\text{H}^p = 2,2\%$; $\text{S}^p_{\text{п}} = 2,7\%$; $\text{N}^p = 0,6\%$; $\text{O}^p = 8,6\%$; $\text{A}^p = 25,2\%$; $W^p =$

0 %, если известны температура топлива на входе $t_{\text{т}} = 20^\circ\text{C}$, давление перегретого пара $p_{\text{п.п}} = \text{МПа}$, температура перегретого пара $t_{\text{п.п}} = 450^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{\text{п.в}} = 150^\circ\text{C}$, к. п. д. котельного агрегата (брутто) $\eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} = 88\%$, величина непрерывной увки $P = 4\%$; энтальпия продуктов сгорания на входе в воздухоподогреватель $I'_{\text{вп}} = 3780 \text{ кДж/кг}$, энтальпия продуктов сгорания на выходе из воздухоподогревателя $I'_{\text{вп}} = 2770 \text{ кДж/кг}$, средняя температура воздуха $t_{\text{вп}} = 110^\circ\text{C}$, присос воздуха в воздухоподогревателе $\alpha_{\text{вп}} = 0,05$, коэффициент теплопередачи в воздухоподогревателе $k_{\text{вп}} = 0,0174 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, температурный напор в воздухоподогревателе $\Delta t_{\text{вп}} = 230^\circ\text{C}$, потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива $q_4 = 4\%$ и от теплоты в окружающую среду $q_5 = 1\%$.

Ответ: $H_{\text{вп}} = 967 \text{ м}^2$.

2.5. ЗОЛОВЫЙ ИЗНОС И НИЗКОТЕМПЕРАТУРНАЯ КОРРОЗИЯ

Золовый износ. Максимально допустимый золовый износ (мм) стенки трубы в наиболее опасном сечении определяется по формуле

$$a_{\text{max}} = am\eta\beta_k\mu_{\text{з.л}}(\beta_w w)^3 \tau, \quad (2.50)$$

a — коэффициент, учитывающий абразивные свойства золы, $\text{м} \cdot \text{с}^3/(\text{кг} \cdot \text{ч})$; m — коэффициент, учитывающий сои-вляемость металла износу и равный: для углеродистых труб $m = 1$, для хромомолибденовых $m = 0,7$; η — коэффициент, учитывающий вероятность ударов частиц о поверхность трубы; β_k — коэффициент неравномерности концентрации золы; $\mu_{\text{з.л}}$ — концентрация золы в продуктах сгорания, кг/м^3 ; β_w — коэффициент неравномерности скорости газов; w — средняя скорость газа в узких промежутках между трубами, м/с ; τ — длительность работы поверхности нагрева, ч.

Концентрация золы (кг/м^3) в продуктах сгорания

$$\mu_{\text{з.л}} = \frac{A^{\text{р}} a_{\text{ун}}}{100V_{\text{г}}} \frac{273}{\theta' + 273}, \quad (2.51)$$

$A^{\text{р}}$ — содержание золы в топливе, %; $a_{\text{ун}}$ — доля золы топлива, уносимой продуктами сгорания; $V_{\text{г}}$ — объем газов сгорания, $\text{м}^3/\text{кг}$; θ' — температура газов на входе в пучок, $^\circ\text{C}$.

Низкотемпературная коррозия. Для предотвращения коррозии в трубах воздухоподогревателей необходимо, чтобы температура стенок труб была выше температуры точки росы продуктов сгорания.

Температура точки росы ($^\circ\text{C}$) продуктов сгорания определяется по формуле

$$t_{\text{р}} = \frac{125 \sqrt[3]{S_{\text{пр}}^{\text{р}}}}{1,05 a_{\text{ун}} A_{\text{пр}}^{\text{р}}} + t_{\text{к}}, \quad (2.52)$$

где $S_{\text{пр}}^{\text{р}}$ — приведенная сернистость топлива, $\text{кг} \cdot \% \cdot 10^{-3}/\text{кДж}$; $a_{\text{ун}}$ — доля золы топлива, уносимой продуктами сгорания из топki, равная для слоевых топок 0,2 ... 0,3, для камерных — 0,85; $A_{\text{пр}}^{\text{р}}$ — приведенная зольность топлива, $\text{кг} \cdot \% \cdot 10^{-3}/\text{кДж}$; $t_{\text{к}}$ — температура конденсации водяных паров, $^\circ\text{C}$.

Задача 2.83. Определить максимально допустимый золовый износ стенки хромомолибденовой трубы воздухоподогревателя котельного агрегата, если известны коэффициент, учитывающий абразивные свойства золы $a = 10 \cdot 10^{-9} \text{ м} \cdot \text{с}^3/(\text{кг} \cdot \text{ч})$, коэффициент, учитывающий вероятность ударов частиц золы о поверхность трубы, $\eta = 0,334$, коэффициент неравномерности концентрации золы $\beta_k = 1,2$, коэффициент неравномерности скорости газов $\beta_w = 1,25$, средняя скорость газа в узких промежутках между трубами $w = 10 \text{ м/с}$, длительность работы поверхности нагрева $\tau = 8160 \text{ ч}$, доля золы топлива, уносимой продуктами сгорания из топki $a_{\text{ун}} = 0,85$, температура газов на входе в пучок $\theta' = 407^\circ\text{C}$ и коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_{\text{т}} = 1,3$. Котельный агрегат работает на карагандинском угле марки К состава: $S^{\text{р}} = 54,7\%$; $H^{\text{р}} = 3,3\%$; $S_{\text{д}}^{\text{р}} = 0,8\%$; $N^{\text{р}} = 0,8\%$; $O^{\text{р}} = 4,8\%$; $A^{\text{р}} = 27,6\%$; $W^{\text{р}} = 8,0\%$.

Ответ: $h_{\text{max}} = 0,52 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Задача 2.84. Определить максимально допустимый золовый износ стенки углеродистой трубы воздухоподогревателя котельного агрегата, если известны коэффициент, учитывающий абразивные свойства золы, $a = 14 \cdot 10^{-9} \text{ м} \cdot \text{с}^3/(\text{кг} \cdot \text{ч})$, коэффициент, учитывающий вероятность ударов частиц золы о поверхность трубы, $\eta = 0,334$, коэффициент неравномерности концентрации золы $\beta_k = 1,2$, коэффициент неравномерности скорости газов $\beta_w = 1,25$, средняя скорость газа в узких промежутках между трубами $w = 12 \text{ м/с}$, дли-

ельность работы поверхности нагрева $\tau = 8160$ ч, доля золы топлива, уносимой продуктами сгорания из топки, $a_{\text{ун}} = 0,85$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$, объем продуктов сгорания $V_r = 7,24$ м³/кг и температура газов на входе в пучок $\vartheta' = 412$ °С. Котельный агрегат работает на донецком угле марки Д с содержанием золы $A^p = 21,8$ %.

Ответ: $h_{\text{max}} = 1,54 \cdot 10^{-3}$ м.

Задача 2.85. В топке котельного агрегата сжигается донецкий уголь марки Т состава: $C^p = 62,7$ %; $H^p = 3,1$ %; $S_L^p = 2,8$ %; $N^p = 0,9$ %; $O^p = 1,7$ %; $A^p = 23,8$ %; $W^p = 5,0$ %. Определить температуру точки росы продуктов сгорания, если известны доля золы топлива, уносимой продуктами сгорания из топки, $a_{\text{ун}} = 0,85$ и температура конденсации водяных паров $t_k = 50$ °С.

Ответ: $t_p = 132$ °С.

Задача 2.86. Определить максимально допустимый золовый износ стенки углеродистой трубы воздухоподогревателя котельного агрегата и температуру точки росы продуктов сгорания, если известны коэффициент, учитывающий абразивные свойства золы, $a = 14 \cdot 10^{-9}$ м³·с³/(кг·ч), коэффициент, учитывающий вероятность ударов частиц золы о поверхность трубы, $\eta = 0,334$, коэффициент неравномерности концентрации золы $\beta_k = 1,2$, коэффициент неравномерности скорости газов $\beta_w = 1,25$, средняя скорость газа в узких промежутках между трубами $w = 9$ м/с, длительность работы поверхности нагрева $\tau = 8160$ ч, доля золы топлива, уносимой продуктами сгорания из топки, $a_{\text{ун}} = 0,85$, температура газов на входе в пучок $\vartheta' = 427$ °С, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,4$ и температура конденсации водяных паров $t_k = 50$ °С. Котельный агрегат работает на подмосковном угле марки Б2 состава: $C^p = 28,7$ %; $H^p = 2,2$ %; $S_L^p = 2,7$ %; $N^p = 0,6$ %; $O^p = 8,6$ %; $A^p = 25,2$ %, $W^p = 32,0$ %.

Решение: Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле (1.12):

$$Q_{\text{н}}^p = 338C^p + 1025H^p - 108,5(O^p - S_L^p) - 25W^p = 338 \cdot 28,7 + 1025 \cdot 2,2 - 108,5(8,6 - 2,7) - 25 \cdot 32,0 = 10\,516 \text{ кДж/кг.}$$

Теоретический объем воздуха, необходимый для полного сгорания 1 кг топлива, определяем по формуле (1.27):

$$V^0 = 0,089C^p + 0,266H^p + 0,033(S_L^p - O^p) = 0,089 \times 28,7 + 0,266 \cdot 2,2 + 0,033(2,7 - 8,6) = 2,94 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Объем сухих газов при $\alpha_T = 1,4$ находим по формуле (1.43):

$$V_{\text{с.г}} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2} + (\alpha_T - 1)V^0 = 0,0187(C^p + 0,375S_L^p) + 0,79V^0 + 0,8N^p/100 + (\alpha_T - 1)V^0 = 0,0187 \times (28,7 + 0,375 \cdot 2,7) + 0,79 \cdot 2,94 + 0,8 \cdot 0,6/100 + (1,4 - 1) \cdot 2,94 = 4,06 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Объем водяных паров при $\alpha_T = 1,4$ определяем по (1.44):

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0124(91H^p + W^p) + 0,0161\alpha_TV^0 = 0,0124 \times (9 \cdot 2,2 + 32,0) + 0,0161 \cdot 1,4 \cdot 2,94 = 0,7 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Объем продуктов полного сгорания находим по формуле (1.31):

$$V_r = V_{\text{с.г}} + V_{\text{H}_2\text{O}} = 4,06 + 0,7 = 4,76 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Концентрацию золы в продуктах сгорания определяем по (2.51):

$$\mu_{\text{зл}} = \frac{A^p a_{\text{ун}}}{100V_r} \cdot \frac{273}{\vartheta' + 273} = \frac{25 \cdot 2 \cdot 0,85}{100 \cdot 4,76} \cdot \frac{273}{427 + 273} = 0,0175 \text{ кг/м}^3.$$

Приведенную зольность топлива находим по формуле (1.24):

$$A_{\text{пр}} = 4190 \frac{A^p}{Q_{\text{н}}^p} = 4190 \frac{25,2}{10\,516} = 10 \text{ кг} \cdot \% \cdot 10^{-3}/\text{кДж.}$$

Приведенную сернистость топлива — по формуле (1.26):

$$S_{\text{пр}} = 4190 \frac{S_L^p}{Q_{\text{н}}^p} = 4190 \frac{2,7}{10\,516} = 1,07 \text{ кг} \cdot \% \cdot 10^{-3}/\text{кДж.}$$

Максимально допустимый золовый износ стенки трубы находим по формуле (2.50):

$$h_{\text{max}} = a\eta\beta_k\mu_{\text{зл}}(\beta_w w)^3 \tau = 14 \cdot 10^{-9} \cdot 1 \cdot 0,334 \cdot 1,2 \times 0,0175(1,25 \cdot 9)^3 \cdot 8160 = 1,13 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Температуру точки росы продуктов сгорания определим по формуле (2.52):

$$t_p = \frac{125 \sqrt[3]{S_{\text{пр}}^p}}{1,05^{a_{\text{ун}}} A_{\text{пр}}^p} + t_k = \frac{125 \sqrt[3]{1,07}}{1,05^{0,85} \cdot 10} + 50 = 134^\circ \text{С.}$$

Задача 2.87. В топке котельного агрегата сжигается че-
лябинский уголь марки БЗ состава: $C_p = 37,3 \%$; $H_p =$
 $= 2,8 \%$; $S_p^p = 1,0 \%$; $N_p = 0,9 \%$; $O_p = 10,5 \%$; $A_p =$
 $= 29,5 \%$; $W_p = 18,0 \%$. Определить температуру точки
росы продуктов сгорания, если известны доля золы топли-
ва, уносимой продуктами сгорания из топки, $a_{yn} = 0,85$ и
температура конденсации водяных паров $t_k = 50^\circ\text{C}$.

Ответ: $t_p = 112^\circ\text{C}$.

§ 2.6. ДУТЬЕВЫЕ И ТЯГОВЫЕ УСТРОЙСТВА

Дутьевые устройства предназначены для подачи воздуха
в топку котлов с целью организации сжигания топлива. Они
состоят из дутьевых вентиляторов и воздухопроводов с регули-
рующими задвижками.

Тяговые устройства обеспечивают определенную ско-
рость перемещения дымовых газов по газоходам котлоагре-
гатов и последующее удаление их в атмосферу. Тяговые уст-
ройства состоят из газоходов, дымовых труб и дымососов.

Дутьевые вентиляторы. Расчетная подача ($\text{м}^3/\text{с}$) венти-
лятора определяется по формуле

$$Q_v = \beta_1 B_p V^0 (\alpha_t - \Delta\alpha_t + \Delta\alpha'_{вп} - \Delta\alpha_{пл}) [(t_{х.в} + 273)/273] 1,01 \cdot 10^5 / h_6, \quad (2.53)$$

где β_1 — коэффициент запаса подачи (для котлоагрегатов
паропроизводительностью $D > 5,6$ кг/с $\beta_1 = 1,05$ и $D <$
 $< 5,6$ кг/с $\beta_1 = 1,1$); $\Delta\alpha'_{вп}$ — утечка воздуха в воздухоподо-
гревателе; α_t — коэффициент избытка воздуха в топке;
 $\Delta\alpha_t$ и $\Delta\alpha_{пл}$ — присос воздуха в топке и в пылеприготови-
тельной установке; $t_{х.в}$ — температура холодного воздуха,
поступающего в вентилятор, $^\circ\text{C}$; h_6 — барометрическое дав-
ление воздуха, Па.

Мощность (кВт) электродвигателя для привода венти-
лятора

$$N_v^b = (\beta_2 Q_v H_v / \eta_v^b) 100, \quad (2.54)$$

где $\beta_2 = 1,1$ — коэффициент запаса мощности электродви-
гателя; H_v — расчетный полный напор вентилятора, кПа;
 η_v^b — эксплуатационный к. п. д. вентилятора, %.

Дымососы. Расчетная подача ($\text{м}^3/\text{с}$) дымососа определя-
ется по формуле

$$Q_d = \beta_1 B_p [V_r^0 + (\alpha_d - 1) V^0] \frac{\theta_{д.т} + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{h_6}, \quad (2.55)$$

где V_r^0 — теоретический объем продуктов полного сгора-
ния, $\text{м}^3/\text{кг}$ ($\text{м}^3/\text{м}^3$); α_d — коэффициент избытка воздуха перед
дымососом; $\theta_{д.т}$ — температура газов перед дымососом, $^\circ\text{C}$.

Мощность электродвигателя (кВт) для привода дымосо-
са

$$N_d^b = (\beta_2 Q_d H_d / \eta_d^b) 100, \quad (2.56)$$

где H_d — расчетный полный напор дымососа, кПа; η_d^b —
эксплуатационный к. п. д. дымососа, %.

Дымовая труба. Объем дымовых газов ($\text{м}^3/\text{с}$), проходя-
щих через дымовую трубу:

$$V_{г.т}^{\Delta, \tau} = n B_p [V_r^0 + (\alpha_{д.т} - 1) V^0] \frac{\theta_{д.т} + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{h_6}, \quad (2.57)$$

где n — число котлоагрегатов, подсоединенных к трубе;
 $\alpha_{д.т}$ — коэффициент избытка воздуха перед дымовой тру-
бой; $\theta_{д.т}$ — температура газов перед дымовой трубой, $^\circ\text{C}$.

Диаметр устья дымовой трубы

$$d_{д.т} = 1,13 \sqrt{V_{г.т}^{\Delta, \tau} / \omega_{д.т}}, \quad (2.58)$$

где $\omega_{д.т}$ — скорость газов на выходе из трубы, м/с.

Высота дымовой трубы (м) при естественной тяге

$$H = S / \left[273 \left(\frac{\rho_v}{273 + t_v} - \frac{\rho_r}{273 + \theta_{ср}} \right) \frac{9,81 h_6}{1,01 \cdot 10^5} \right], \quad (2.59)$$

где S — тяга, создаваемая трубой, Па; ρ_r , ρ_v — приведен-
ные к нормальным условиям плотности газа и воздуха,
 $\text{кг}/\text{м}^3$; $\theta_{ср}$ — средняя температура газов в дымовой трубе,
 $^\circ\text{C}$; t_v — температура окружающего воздуха, $^\circ\text{C}$.

Приведенная к нормальным условиям плотность ($\text{кг}/\text{м}^3$)
газа

$$\rho_r = (1 - 0,01 A^p + 1,3 \alpha_{д.т} V^0) / V_r^{\Delta, \tau}. \quad (2.60)$$

Задача 2.88. Определить расчетную подачу вентилято-
ра котельного агрегата паропроизводительностью $D =$
 $= 13,8$ кг/с, работающего на природном газе с низшей теп-
лотой сгорания $Q_{сн}^c = 35\,700$ кДж/м 3 , если давление перегре-
того пара $p_{п.п} = 4$ МПа, температура перегретого пара
 $t_{п.п} = 430^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{п.в} = 130^\circ\text{C}$,
к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{к.а}^{бр} = 91 \%$; теоретически
необходимый объем воздуха $V^0 = 9,48$ м $^3/\text{м}^3$, коэффициент

запаса подачи $\beta_1 = 1,05$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,15$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_T = 0,05$, утечка воздуха в воздухоподогревателе $\Delta\alpha_{вп} = 0,04$, температура холодного воздуха, поступающего в вентилятор, $t_{х.в} = 20^\circ\text{C}$ и барометрическое давление воздуха $h_6 = 98 \cdot 10^3$ Па.

Ответ: $Q_v = 14,6 \text{ м}^3/\text{с}$.

Задача 2.89. Определить расчетную подачу вентилятора, работающего на донецком каменном угле марки Т состава: $\text{C}^p = 62,7\%$; $\text{H}^p = 3,1\%$; $\text{S}_L^p = 2,8\%$; $\text{N}^p = 0,9\%$; $\text{O}^p = 1,7\%$; $\text{A}^p = 23,8\%$; $\text{W}^p = 5,0\%$, если расчетный расход топлива $B_p = 3,1 \text{ кг/с}$, коэффициент запаса подачи $\beta_1 = 1,05$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,2$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_T = 0,05$, утечка воздуха в воздухоподогревателе $\Delta\alpha_{вп} = 0,035$, температура поступающего в вентилятор холодного воздуха $t_{х.в} = 25^\circ\text{C}$ и барометрическое давление воздуха $h_6 = 97 \cdot 10^3$ Па.

Ответ: $Q_v = 28,1 \text{ м}^3/\text{с}$.

Задача 2.90. Определить мощность электродвигателя для привода вентилятора котельного агрегата паропроизводительностью $D = 4,16 \text{ кг/с}$, работающего на природном газе Дашавского месторождения состава: $\text{CO}_2 = 0,2\%$; $\text{CH}_4 = 98,9\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 0,3\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,1\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,1\%$; $\text{N}_2 = 0,4\%$; если давление перегретого пара $p_{п.п} = 1,4 \text{ МПа}$, температура перегретого пара $t_{п.п} = 275^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{п.в} = 130^\circ\text{C}$, величина непрерывной продувки $P = 3\%$, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{к.а}^p = 90\%$; коэффициент запаса подачи $\beta_1 = 1,1$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,1$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_T = 0,05$, утечка воздуха в воздухоподогревателе $\Delta\alpha_{вп} = 0,04$, температура холодного воздуха, поступающего в вентилятор, $t_{х.в} = 20^\circ\text{C}$, расчетный полный напор вентилятора $H_v = 2,1 \text{ кПа}$, коэффициент запаса мощности электродвигателя $\beta_2 = 1,1$, эксплуатационный к. п. д. вентилятора $\eta_v^p = 61\%$ и барометрическое давление воздуха $h_6 = 98 \cdot 10^3$ Па.

Решение: Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле (1.13):

$$Q_n^c = 358\text{CH}_4 + 638\text{C}_2\text{H}_6 + 913\text{C}_3\text{H}_8 + 1187\text{C}_4\text{H}_{10} = 358 \cdot 98,9 + 638 \cdot 0,3 + 913 \cdot 0,1 + 1187 \cdot 0,1 = 35807 \text{ кДж/м}^3.$$

Расчетный расход топлива — по формуле (2.25):

$$B_p = B = \frac{D_{п.п} [(i_{п.п} - i_{п.в}) + (P/100) (i_{к.в} - i_{п.п})]}{Q_p^p \eta_{к.а}^{op}} 100 = \frac{4,16 [(2980 - 544) + (3/100) (830 - 544)]}{35807 \cdot 90} 100 = 0,316 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Теоретически необходимый объем воздуха определяем по (1.28):

$$V^0 = 0,0478 [0,5 (\text{CO} + \text{H}_2) + 1,5\text{H}_2\text{S} + 2\text{CH}_4 + \Sigma \times (m + n/4) \text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2] = 0,0478 \cdot (2 \cdot 98,9 + 3,5 \cdot 0,3 + 5 \cdot 0,1 + 6,5 \cdot 0,1) = 9,56 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Расчетную подачу вентилятора находим по формуле (2.53):

$$Q_v = \beta_1 B_p V^0 (\alpha_T - \Delta\alpha_T + \Delta\alpha'_{вп}) \frac{t_{х.п} + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{h_6} = 1,1 \cdot 0,316 \cdot 9,56 (1,1 - 0,05 + 0,04) \frac{20 + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{98 \cdot 10^3} = 4,1 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность электродвигателя для привода вентилятора — по формуле (2.54):

$$N_s^p = (\beta_2 Q_v H_v / \eta_s^p) 100 = (1,1 \cdot 4,1 \cdot 2,1 / 61) 100 = 15,5 \text{ кВт}.$$

Задача 2.91. Определить мощность электродвигателя для привода вентилятора котельного агрегата, работающего на буром угле состава: $\text{C}^p = 41,6\%$; $\text{H}^p = 2,8\%$; $\text{S}_L^p = 0,2\%$; $\text{N}^p = 0,7\%$; $\text{O}^p = 11,7\%$; $\text{A}^p = 10,0\%$; $\text{W}^p = 33,0\%$, если коэффициент запаса подачи $\beta_1 = 1,1$, расчетный расход топлива $B_p = 2,1 \text{ кг/с}$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,25$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_T = 0,06$, утечка воздуха в воздухоподогревателе $\Delta\alpha_{вп} = 0,04$, температура холодного воздуха, поступающего в вентилятор, $t_{х.в} = 20^\circ\text{C}$, расчетный полный напор вентилятора $H_v = 1,9 \text{ кПа}$, коэффициент запаса мощности электродвигателя $\beta_2 = 1,1$, эксплуатационный к. п. д. вентилятора $\eta_v^p = 62\%$ и барометрическое давление воздуха $h_6 = 97 \cdot 10^3$ Па.

Ответ: $N_s^p = 43,8 \text{ кВт}$.

Задача 2.92. Определить мощность электродвигателя для привода вентилятора котельного агрегата паропроизводительностью $D = 13,9 \text{ кг/с}$, работающего на подмосковном

угле с низшей теплотой сгорания $Q_n^p = 10\,636$ кДж/кг, если температура топлива на входе в топку $t_T = 20^\circ\text{C}$, теплоемкость рабочей массы топлива $c_T^p = 2,1$ кДж/(кг·К), давление перегретого пара $p_{п.п} = 4$ МПа, температура перегретого пара $t_{п.п} = 450^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{п.в} = 150^\circ\text{C}$, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{к.а}^{бр} = 86\%$; теоретически необходимый объем воздуха $V^0 = 2,98$ м³/кг, коэффициент запаса подачи $\beta_1 = 1,05$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,25$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_T = 0,05$, утечка воздуха в воздухоподогревателе $\Delta\alpha'_{вп} = 0,04$, температура холодного воздуха, поступающего в вентилятор, $t_{х.в} = 25^\circ\text{C}$, расчетный полный напор вентилятора $H_B = 1,95$ кПа, коэффициент запаса мощности электродвигателя $\beta_2 = 1,1$, эксплуатационный к. п. д. вентилятора $\eta_B^B = 61\%$, барометрическое давление воздуха $h_6 = 98 \cdot 10^3$ Па и потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 4\%$.

Ответ: $N_B^B = 60,3$ кВт.

Задача 2.93. Определить расчетный полный напор вентилятора котельного агрегата, работающего на фрезерном торфе состава: $C^p = 24,7\%$; $H^p = 2,6\%$; $S_d^p = 0,1\%$; $N^p = 1,1\%$; $O^p = 15,2\%$; $A^p = 6,3\%$; $W^p = 50,0\%$, если расчетный расход топлива $B_p = 4,6$ кг/с, коэффициент запаса подачи $\beta_1 = 1,05$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,25$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_T = 0,05$, утечка воздуха в воздухоподогревателе $\Delta\alpha'_{вп} = 0,045$, температура холодного воздуха, поступающего в вентилятор, $t_{х.в} = 20^\circ\text{C}$, мощность электродвигателя для привода вентилятора $N_B^B = 60$ кВт, коэффициент запаса мощности электродвигателя $\beta_2 = 1,1$, эксплуатационный к. п. д. вентилятора $\eta_B^B = 60\%$ и барометрическое давление воздуха $h_6 = 97 \cdot 10^3$ Па.

Ответ: $H_B = 1,96$ кПа.

Задача 2.94. Определить расчетный полный напор вентилятора котельного агрегата, работающего на буром угле с низшей теплотой сгорания $Q_n^p = 15\,800$ кДж/кг, если коэффициент запаса подачи $\beta_1 = 1,05$, условный расход топлива $B_y = 1,45$ кг/с, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,25$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_T = 0,05$, теоретически необходимый объем воздуха $V^0 = 4$ м³/кг, утечка воздуха в воздухоподогревателе $\Delta\alpha'_{вп} =$

$= 0,04$, температура холодного воздуха, поступающего в вентилятор, $t_{х.в} = 25^\circ\text{C}$, мощность электродвигателя для привода вентилятора $N_B^B = 54$ кВт, коэффициент запаса мощности электродвигателя $\beta_2 = 1,1$, эксплуатационный к. п. д. вентилятора $\eta_B^B = 61\%$, барометрическое давление воздуха $h_6 = 98 \cdot 10^3$ Па и потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 5\%$.

Ответ: $H_B = 2,06$ кПа.

Задача 2.95. Определить расчетную подачу дымососа котельного агрегата, работающего на природном газе состава: $CO_2 = 0,2\%$; $CH_4 = 97,9\%$; $C_2H_4 = 0,1\%$; $N_2 = 1,8\%$, если коэффициент запаса подачи $\beta_1 = 1,1$, расчетный расход топлива $B_p = 0,32$ кг/с, коэффициент избытка воздуха перед дымососом $\alpha_d = 1,45$, температура газов перед дымососом $\vartheta_d = 188^\circ\text{C}$ и барометрическое давление воздуха $h_6 = 97 \cdot 10^3$ Па.

Ответ: $Q_d = 9$ м³/с.

Задача 2.96. Определить расчетную подачу дымососа котельного агрегата паропроизводительностью $D = 13,9$ кг/с, работающего на подмосковном угле состава: $C^p = 28,7\%$, $H^p = 2,2\%$; $S_d^p = 2,7\%$; $N^p = 0,6\%$; $O^p = 8,6\%$; $A^p = 25,2\%$; $W^p = 32,0\%$, если температура топлива на входе в топку $t_T = 20^\circ\text{C}$, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{к.а}^{бр} = 88\%$, давление перегретого пара $p_{п.п} = 4$ МПа, температура перегретого пара $t_{п.п} = 450^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{п.в} = 140^\circ\text{C}$, величина непрерывной продувки $P = 3\%$, коэффициент запаса подачи $\beta_1 = 1,05$, коэффициент избытка воздуха перед дымососом $\alpha_d = 1,55$, температура газов перед дымососом $\vartheta_d = 180^\circ\text{C}$, потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 4,5\%$ и барометрическое давление $h_6 = 98 \cdot 10^3$ Па.

Ответ: $Q_d = 41,5$ м³/с.

Задача 2.97. Определить мощность электродвигателя для привода дымососа котельного агрегата паропроизводительностью $D = 9,73$ кг/с, работающего на челябинском буром угле состава: $C^p = 37,3\%$; $H^p = 2,8\%$; $S_d^p = 1,0\%$; $N^p = 0,9\%$; $O^p = 10,5\%$; $A^p = 29,5\%$; $W^p = 18,0\%$, если температура топлива на входе в топку $t_T = 20^\circ\text{C}$, давление перегретого пара $p_{п.п} = 1,4$ МПа, температура перегретого пара $t_{п.п} = 275^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{п.в} = 100^\circ\text{C}$, к. п. д. котлоагрегата (брутто) $\eta_{к.а}^{бр} = 86\%$; величина непрерывной продувки $P = 3\%$, коэффициент запаса подачи $\beta_1 = 1,05$, коэффициент избытка воздуха пе-

ред дымососом $\alpha_d = 1,6$, температура газов перед дымососом $\vartheta_d = 182^\circ\text{C}$, расчетный полный напор дымососа $H_d = 2,2$ кПа, коэффициент запаса мощности электродвигателя $\beta_2 = 1,1$, эксплуатационный к. п. д. дымососа $\eta_d^A = 65\%$, барометрическое давление воздуха $h_6 = 97 \cdot 10^3$ Па и потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 4\%$.

Решение: Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле (1.12):

$$Q_p^p = 338C^p + 1025H^p - 108,5(O^p - S_d^p) - 25W^p = 338 \cdot 37,3 + 1025 \cdot 2,8 - 108,5(10,5 - 1,0) - 25 \cdot 18,0 = 13\,542 \text{ кДж/кг.}$$

Теплоемкость рабочей массы топлива находим по формуле (2.5):

$$c_T^p = c_T^c \frac{(100 - W^p)}{100} + c_{H_2O} \frac{W^p}{100} = 1,088 \frac{100 - 18,0}{100} + 4,19 \frac{18,0}{100} = 1,65 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

Физическую теплоту топлива определяем по формуле (2.4):

$$Q_{T,л} = c_T^p t_T = 1,65 \cdot 20 = 33 \text{ кДж/кг.}$$

Располагаемую теплоту находим по формуле (2.3):

$$Q_p^p = Q_n^p + Q_{T,л} = 13\,542 + 33 = 13\,575 \text{ кДж/кг.}$$

Натуральный расход топлива определяем по формуле (2.25):

$$B = \frac{D_{не} [(i_{п.п} - i_{п.в}) + (P/100)(i_{к.в} - i_{п.в})] 100}{Q_p^p \eta_{к.а}^{бр}} = \frac{9,73 [(2980 - 419) + (3/100)(830 - 419)]}{13\,575 \cdot 86} 100 = 2,06 \text{ кг/с.}$$

$D_{не} = D$, так как отсутствует отбор насыщенного пара.

Расчетный расход топлива находим по формуле (2.26):

$$B_p = B(1 - q_4/100) = 2,06(1 - 4/100) = 1,98 \text{ кг/с.}$$

Теоретически необходимый объем воздуха — по формуле (1.27):

$$V^0 = 0,089C^p + 0,266H^p + 0,033(S_d^p - O^p) = 0,089 \times 37,3 + 0,266 \cdot 2,8 + 0,033(1,0 - 10,5) = 3,75 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Теоретический объем продуктов полного сгорания — по формуле (1.36):

$$V_r^0 = 0,0187(C_d^p + 0,375S_d^p) + 0,79V^0 + 0,8N^p/100 + 0,0124(9H^p + W^p) + 0,0161V^0 = 0,0187(37,3 + 0,375 \times 1,0) + 0,79 \cdot 3,75 + 0,8 \cdot 0,9/100 + 0,0124(9 \cdot 2,8 + 18) + 0,0161 \cdot 3,75 = 4,26 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Расчетную подачу дымососа находим по формуле (2.55):

$$Q_d = \beta_1 B_p [V_r^0 + (\alpha_d - 1)V^0] \frac{\vartheta_d + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{h_6} = 1,05 \cdot 1,98 [4,26 + (1,6 - 1)375] \frac{182 + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{97 \cdot 10^3} = 23,5 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Мощность электродвигателя для привода дымососа — по формуле (2.56):

$$N_s^A = (\beta_2 Q_d H_d / \eta_s^A) 100 = (1,1 \cdot 23,5 \cdot 2,2/65) 100 = 88 \text{ кВт.}$$

Задача 2.98. Определить мощность электродвигателя для привода дымососа котельного агрегата, работающего на малосернистом мазуте состава: $C^p = 84,65\%$; $H^p = 11,7\%$; $S_d^p = 0,3\%$; $O^p = 0,3\%$; $A^p = 0,05\%$; $W^p = 3,0\%$, если коэффициент запаса подачи $\beta_1 = 1,05$, расчетный расход топлива $B_p = 1,05$ кг/с, коэффициент избытка воздуха перед дымососом $\alpha_d = 1,5$, температура газов перед дымососом $\vartheta_d = 195^\circ\text{C}$, расчетный полный напор дымососа $H_d = 2,14$ кПа, коэффициент запаса мощности электродвигателя $\beta_2 = 1,1$, эксплуатационный к. п. д. дымососа $\eta_s^A = 63\%$ и барометрическое давление воздуха $h_6 = 97 \cdot 10^3$ Па.

Ответ: $N_s^A = 122$ кВт.

Задача 2.99. Определить расчетный полный напор дымососа котельного агрегата, работающего на природном газе состава: $\text{CO}_2 = 0,1\%$; $\text{CH}_4 = 98\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 0,4\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,2\%$; $\text{N}_2 = 1,3\%$, если коэффициент запаса подачи $\beta_1 = 1,1$, расчетный расход топлива $B_p = 1$ кг/с, коэффициент избытка воздуха перед дымососом $\alpha_d = 1,45$, температура газов перед дымососом $\vartheta_d = 177^\circ\text{C}$, мощность электродвигателя для привода дымососа $N_s^A = 80$ кВт, коэффициент запаса мощности электродвигателя $\beta_2 = 1,1$, эксплуатационный к. п. д. дымососа $\eta_s^A = 62\%$ и барометрическое давление воздуха $h_6 = 98 \cdot 10^3$ Па.

Ответ: $H_d = 1,62$ кПа.

Задача 2.100. Определить расчетный полный напор дымососа котельного агрегата, работающего на высокосернистом мазуте состава: $C^p = 83,0\%$; $H^p = 10,4\%$; $S_d^p =$

$= 2,8 \%$; $O^p = 0,7 \%$; $A^p = 0,1 \%$; $W^p = 3,0 \%$, если коэффициент запаса подачи $\beta_1 = 1,05$, условный расход топлива $B_y = 1,36$ кг/с, коэффициент избытка воздуха перед дымососом $\alpha_d = 1,5$, температура газов перед дымососом $\vartheta_d = 192^\circ\text{C}$, мощность электродвигателя для привода дымососа $N_d^A = 102$ кВт, коэффициент запаса мощности электродвигателя $\beta_2 = 1,1$, эксплуатационный к. п. д. дымососа $\eta_d^A = 66 \%$ и барометрическое давление воздуха $h_b = 97 \cdot 10^3$ Па.

Ответ: $N_d^A = 2$ кВт.

Задача 2.101. Определить объем дымовых газов, проходящих через дымовую трубу котельной, в которой установлены два одинаковых котлоагрегата, работающих на донецком угле марки Д состава: $C^p = 49,3 \%$; $H^p = 3,6 \%$; $S_d^p = 3,0 \%$; $N^p = 1,0 \%$; $O^p = 8,3 \%$; $A^p = 21,8 \%$; $W^p = 13,0 \%$, если расчетный расход топлива $B_p = 1,12$ кг/с, температура газов перед дымовой трубой $\vartheta_{д.т} = 185^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха перед трубой $\alpha_{д.т} = 1,5$ и барометрическое давление воздуха $h_b = 98 \cdot 10^3$ Па.

Ответ: $V_{г.т}^A = 32,4$ м³/с.

Задача 2.102. Определить диаметр устья дымовой трубы и объем газов, проходящих через дымовую трубу котельной, в которой установлены три одинаковых котлоагрегата, работающих на карагандинском угле марки К состава: $C^p = 54,7 \%$; $H^p = 3,3 \%$; $S_d^p = 0,8 \%$; $N^p = 0,8 \%$; $O^p = 4,8 \%$; $A^p = 27,6 \%$; $W^p = 8,0 \%$, если расчетный расход топлива $B_p = 2,1$ кг/с, температура газов перед дымовой трубой $\vartheta_{д.т} = 187^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха перед трубой $\alpha_{д.т} = 1,5$, скорость газов на выходе из трубы $w_{д.т} = 8,8$ м/с и барометрическое давление воздуха $h_b = 97 \cdot 10^3$ Па.

Ответ: $d_{д.т} = 3,8$ м; $V_{г.т}^A = 98,3$ м³/с.

Задача 2.103. Определить высоту и диаметр устья дымовой трубы котельной, в которой установлены два одинаковых котлоагрегата, работающих на малосернистом мазуте состава: $C^p = 84,65 \%$; $H^p = 11,7 \%$; $S_d^p = 0,3 \%$; $O^p = 0,3 \%$; $A^p = 0,05 \%$; $W^p = 3,0 \%$, если тяга, создаваемая трубой, $S = 231$ Па, расчетный расход топлива $B_p = 1,05$ кг/с, температура газов перед дымовой трубой $\vartheta_{д.т} = 182^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха перед трубой $\alpha_{д.т} = 1,5$, средняя температура газов в трубе $\vartheta_{ср} = 187^\circ\text{C}$, температура окружающего воздуха $t_b = 20^\circ\text{C}$, скорость газов на выходе из трубы $w_{д.т} = 10$ м/с, барометрическое

давление воздуха $h_b = 97 \cdot 10^3$ Па и приведенная к нормальным условиям плотность воздуха $\rho_b = 1,205$ кг/м³.

Решение: Теоретически необходимый объем воздуха определяем по формуле (1.27):

$$V^0 = 0,089C^p + 0,266H^p + 0,033(S_d^p - O^p) = 0,089 \times 84,65 + 0,266 \cdot 11,7 + 0,033(0,3 - 0,3) = 10,62 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теоретический объем продуктов полного сгорания — по формуле (1.36):

$$V_r^0 = 0,0187(C^p + 0,375S_d^p) + 0,79V^0 + 0,8N^p/100 + 0,0124(9H^p + W^p) + 0,0161V^0 = 0,0187(84,65 + 0,375 \cdot 0,3) + 0,79 \cdot 10,62 + 0,8/100 + 0,0124(9 \cdot 11,7 + 3,0) + 0,0161 \cdot 10,62 = 11,48 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объем газов, проходящих через дымовую трубу, определяем по формуле (2.57):

$$\begin{aligned} V_{г.т}^A &= nB_p[V_r^0 + (\alpha_{д.т} - 1)V^0] \frac{\vartheta_{д.т} + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{h_b} = \\ &= 2 \cdot 1,05[11,48 + (1,5 - 1)10,62] \frac{182 + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{97 \cdot 10^3} = \\ &= 62,4 \text{ м}^3/\text{с}. \end{aligned}$$

Приведенную к нормальным условиям плотность газа находим по формуле (2.60):

$$\rho_r = (1 - 0,01A^p + 1,3\alpha_{д.т}V^0)/V_{г.т}^A = (1 - 0,01 \times 0,05 + 1,3 \cdot 1,5 \cdot 10,62)/62,4 = 0,33 \text{ кг/м}^3.$$

Высоту дымовой трубы определяем по формуле (2.59):

$$\begin{aligned} H &= S / \left[273 \left(\frac{\rho_b}{273 + t_b} - \frac{\rho_r}{273 + \vartheta_{ср}} \right) \frac{9,81h_b}{1,01 \cdot 10^5} \right] = \\ &= 231 / \left[273 \left(\frac{1,205}{273 + 20} - \frac{0,33}{273 + 187} \right) \frac{9,81 \cdot 97 \cdot 10^3}{1,01 \cdot 10^5} \right] = \\ &= 26,5 \text{ м}. \end{aligned}$$

Диаметр устья дымовой трубы находим по формуле (2.58):

$$d_{д.т} = 1,13 \sqrt{V_{г.т}^A / w_{д.т}} = 1,13 \sqrt{62,4/10} = 2,8 \text{ м}.$$

Задача 2.104. Определить высоту дымовой трубы котельной, если тяга, создаваемая трубой, $S = 192$ Па, температура газов на входе в дымовую трубу $\vartheta_{д.т} = 180^\circ\text{C}$, температура газов на выходе из дымовой трубы $\vartheta_{д.т} = 186^\circ\text{C}$,

температура окружающего воздуха $t_b = 20^\circ\text{C}$, приведенная к нормальным условиям плотность газа $\rho_r = 0,52 \text{ кг/м}^3$, приведенная к нормальным условиям плотность воздуха $\rho_n = 1,205 \text{ кг/м}^3$ и барометрическое давление воздуха $h_6 = 98 \cdot 10^3 \text{ Па}$.

Ответ: $H = 25 \text{ м}$.

§ 2.7. РАСЧЕТ ДЫМОВОЙ ТРУБЫ НА РАССЕИВАНИЕ В АТМОСФЕРЕ ЗАГРЯЗНЯЮЩИХ ВЕЩЕСТВ

Расчет дымовой трубы на рассеивание в атмосфере загрязняющих веществ состоит в проверке высоты трубы на рассеивание в атмосфере золы, оксидов азота и диоксида серы SO_2 (IV). Высота дымовой трубы должна обеспечивать такое рассеивание загрязняющих веществ в атмосфере, при котором их концентрация у поверхности земли будет меньше предельно допускаемой санитарными нормами. Предельно допускаемая концентрация (п. д. к.) не должна превышать для золы и диоксида серы значения $0,5 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^3$.

Концентрация загрязняющих веществ (кг/м^3) у поверхности земли определяется по формуле

$$C = 0,001 \frac{AMFm}{H^2 \sqrt[3]{V_{\Gamma, \tau}^{\Delta t} \Delta t}} + 2C_{\phi}, \quad (2.61)$$

где A — коэффициент стратификации атмосферы, $\text{C}^{2/3} \cdot \text{град}^{1/3}$; M — масса загрязняющих веществ, выбрасываемых в атмосферу из дымовой трубы, кг/с ; F — коэффициент, учитывающий скорость осаждения загрязняющих веществ в атмосфере; m — коэффициент, учитывающий условие выхода продуктов сгорания из устья дымовой трубы; H — высота дымовой трубы, м ; $V_{\Gamma, \tau}^{\Delta t}$ — объем продуктов сгорания, проходящих через дымовую трубу, $\text{м}^3/\text{с}$; $\Delta t = \theta'_{\Gamma, \tau} - t_b$ — разность между температурой газов на выходе из дымовой трубы $\theta'_{\Gamma, \tau}$ и температурой окружающего воздуха t_b , $^\circ\text{C}$; C_{ϕ} — фоновая концентрация загрязняющих веществ в атмосфере, кг/м^3 .

Масса золы (кг/с), выбрасываемой в атмосферу из дымовой трубы

$$M = 0,01nB_p a_{\text{yn}} A^p, \quad (2.62)$$

где n — число котлоагрегатов, подсоединенных к трубе; B_p — расчетный расход топлива, кг/с ; a_{yn} — доля золы топлива, уносимой дымовыми газами.

Масса диоксида серы (кг/с), выбрасываемого в атмосферу из дымовой трубы:

$$M = 0,01nB_p S_{\text{л}}^p \frac{M_{\text{SO}_2}}{M_{\text{S}}}, \quad (2.63)$$

где $M_{\text{SO}_2} = 64$, $M_{\text{S}} = 32$ — относительные молекулярные массы диоксида серы и серы.

Задача 2.105. Определить концентрацию диоксида серы у поверхности земли для котельной, в которой установлены два одинаковых котлоагрегата, работающих на высокосернистом мазуте состава: $\text{C}^p = 83\%$; $\text{H}^p = 10,4\%$; $\text{S}_{\text{л}}^p = 2,8\%$; $\text{O}^p = 0,7\%$; $\text{A}^p = 0,1\%$; $\text{W}^p = 3,0\%$; если известны высота дымовой трубы $H = 31 \text{ м}$, расчетный расход топлива $B_p = 0,525 \text{ кг/с}$, температура газов на входе в дымовую трубу $\theta_{\Gamma, \tau} = 180^\circ\text{C}$, температура газов на выходе из дымовой трубы $\theta'_{\Gamma, \tau} = 186^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха перед трубой $\alpha_{\Gamma, \tau} = 1,5$, температура окружающего воздуха $t_b = 20^\circ\text{C}$, барометрическое давление воздуха $h_6 = 97 \cdot 10^3 \text{ Па}$, коэффициент, учитывающий скорость осаждения диоксида серы в атмосфере, $F = 1,0$, коэффициент, учитывающий условие выхода продуктов сгорания газов из устья дымовой трубы $m = 0,9$, коэффициент стратификации атмосферы $A = 120 \text{ с}^{2/3} \cdot \text{град}^{1/3}$ и фоновая концентрация загрязнения атмосферы диоксидом серы $C_{\phi} = 0,03 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^3$.

Решение: Теоретически необходимый объем воздуха определяем по формуле (1.27):

$$V^0 = 0,089\text{C}^p + 0,266 \text{H}^p + 0,033 (\text{S}_{\text{л}}^p - \text{O}^p) = 0,089 \cdot 83 + 0,266 \cdot 10,4 + 0,033 (2,8 - 0,7) = 10,2 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теоретический объем продуктов полного сгорания находим по формуле (1.36):

$$V_{\Gamma}^0 = 0,0187 (\text{C}^p + 0,375\text{S}_{\text{л}}^p) + 0,79V^0 + 0,8\text{H}^p/100 + 0,0124 (9\text{H}^p + \text{W}^p) + 0,0161V^0 = 0,0187 (83 + 0,375 \times 2,8) + 0,79 \cdot 10,2 + 0,0124 (9 \cdot 10,4 + 3,0) + 0,0161 \times 10,2 = 10,99 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объем дымовых газов проходящих через дымовую трубу, определяем по формуле (2.57):

$$\begin{aligned} V_{\Gamma}^{\Delta t} &= nB_p [V_{\Gamma}^0 + (\alpha_{\Gamma, \tau} - 1)V^0] \frac{\theta_{\Gamma, \tau} + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{h_6} = \\ &= 2 \cdot 0,525 [10,99 + (1,5 - 1)10,2] \frac{180 + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{97 \cdot 10^3} = \\ &= 29 \text{ м}^3/\text{с}. \end{aligned}$$

Массу диоксида серы, выбрасываемого в атмосферу из дымовой трубы, находим по формуле (2.63):

$$M = 0,01 n B_p S_p \frac{M_{SO_2}}{M_S} = 0,01 \cdot 2 \cdot 0,525 \times \\ \times 2,8 \cdot \frac{64}{32} = 0,059 \text{ кг/с.}$$

Концентрацию оксида серы у поверхности земли определяем по формуле (2.61):

$$C = 0,001 \frac{AMFm}{H^2 \sqrt[3]{V_{г.т} \Delta t}} + 2C_\phi = 0,001 \frac{120 \cdot 0,059 \cdot 1 \cdot 0,9}{31^2 \sqrt[3]{29 \cdot 166}} + \\ + 2 \cdot 0,03 \cdot 10^{-6} = 0,45 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^3.$$

Задача 2.106. Определить концентрацию диоксида серы у поверхности земли для котельной, в которой установлены три одинаковых котлоагрегата, работающих на донецком угле марки Т состава: $C_p = 62,7\%$; $H_p = 3,1\%$; $S_p = 2,8\%$; $N_p = 0,9\%$; $O_p = 1,7\%$; $A_p = 23,8\%$; $W_p = 5,0\%$, если известны высота дымовой трубы $H = 32$ м, расчетный расход топлива $B_p = 0,35$ кг/с, температура газов на входе в дымовую трубу $\theta_{д.т} = 180^\circ\text{C}$, температура газов на выходе из дымовой трубы $\theta'_{д.т} = 185^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха перед трубой $\alpha_{д.т} = 1,7$, температура окружающего воздуха $t_b = 20^\circ\text{C}$, барометрическое давление воздуха $h_b = 97 \cdot 10^3$ Па, коэффициент, учитывающий скорость осаждения диоксида серы в атмосфере, $F = 1,0$, коэффициент, учитывающий условие выхода продуктов сгорания из устья дымовой трубы, $m = 0,9$, коэффициент стратификации атмосферы $A = 120 \text{ с}^{2/3} \cdot \text{град}^{1/3}$ и фоновая концентрация загрязнения атмосферы диоксидом серы $C_\phi = 0,03 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^3$.

Ответ: $C = 0,5 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^3$.

Задача 2.107. Определить концентрацию золы у поверхности земли для котельной, в которой установлены два одинаковых котлоагрегата, работающих на кузнецком угле марки Д состава: $C_p = 58,7\%$; $H_p = 4,2\%$; $S_p = 0,3\%$; $N_p = 1,9\%$; $O_p = 9,7\%$; $A_p = 13,2\%$; $W_p = 12,0\%$, если известны высота дымовой трубы $H = 32$ м, расчетный расход топлива $B_p = 0,225$ кг/с, температура газов на входе в дымовую трубу $\theta_{д.т} = 182^\circ\text{C}$, температура газов

на выходе из дымовой трубы $\theta'_{д.т} = 188^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха перед трубой $\alpha_{д.т} = 1,75$, температура окружающего воздуха $t_b = 20^\circ\text{C}$, барометрическое давление воздуха $h_b = 97 \cdot 10^3$ Па, доля золы топлива, уносимой дымовыми газами $a_{ун} = 0,85$, коэффициент, учитывающий скорость осаждения золы в атмосфере, $F = 1,0$, коэффициент, учитывающий условие выхода продуктов сгорания из устья дымовой трубы, $m = 0,9$, коэффициент стратификации атмосферы $A = 120 \text{ с}^{2/3} \cdot \text{град}^{1/3}$ и фоновая концентрация загрязнения атмосферы золой $C_\phi = 0,02 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^3$.

Ответ: $C = 0,49 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^3$.

Задача 2.108. Определить высоту дымовой трубы котельной, в которой установлены три одинаковых котлоагрегата, работающих на донецком угле марки А состава: $C_p = 63,8\%$; $H_p = 1,2\%$; $S_p = 1,7\%$; $N_p = 0,6\%$; $O_p = 1,3\%$; $A_p = 22,9\%$; $W_p = 8,5\%$, если известны расчетный расход топлива $B_p = 0,63$ кг/с, температура газов на входе в дымовую трубу $\theta_{д.т} = 178^\circ\text{C}$, температура газов на выходе из дымовой трубы $\theta'_{д.т} = 184^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха перед трубой $\alpha_{д.т} = 1,7$, температура окружающего воздуха $t_b = 20^\circ\text{C}$, барометрическое давление воздуха $h_b = 97 \cdot 10^3$ Па, коэффициент, учитывающий скорость осаждения диоксида серы в атмосфере, $F = 1,0$, коэффициент, учитывающий условие выхода продуктов сгорания из устья дымовой трубы, $m = 0,9$, коэффициент стратификации атмосферы $A = 120 \text{ с}^{2/3} \cdot \text{град}^{1/3}$, фоновая концентрация загрязнения атмосферы диоксидом серы $C_\phi = 0,03 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^3$ и п. д. к. диоксида серы у поверхности земли $C = 0,5 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^3$.

Ответ: $H = 30 \text{ м}$.

Задача 2.109. Определить высоту дымовой трубы котельной, в которой установлены два одинаковых котлоагрегата, работающих на ангренском угле марки Б2 состава: $C_p = 39,8\%$; $H_p = 2,0\%$; $S_p = 1,3\%$; $N_p = 0,2\%$; $O_p = 9,1\%$; $A_p = 13,1\%$; $W_p = 34,5\%$, если известны расчетный расход топлива $B_p = 0,21$ кг/с, температура газов на входе в дымовую трубу $\theta_{д.т} = 179^\circ\text{C}$, температура газов на выходе из дымовой трубы $\theta'_{д.т} = 183^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха перед трубой $\alpha_{д.т} = 1,75$, температура окружающего воздуха $t_b = 20^\circ\text{C}$, барометрическое давление воздуха $h_b = 97 \cdot 10^3$ Па, доля золы топлива, уносимой дымовыми газами, $a_{ун} = 0,85$, коэффициент, учитывающий скорость осаждения золы в атмосфере, $F = 1,0$,

коэффициент, учитывающий условие выхода продуктов сгорания из устья дымовой трубы, $m = 0,9$, коэффициент стратификации атмосферы $A = 120 \text{ с}^{2/3} \cdot \text{град}^{1/3}$, фоновая концентрация загрязнения атмосферы золой $C_{\text{ф}} = 0,02 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^3$ и п. д. к. золы у поверхности земли $C = 0,5 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^3$.
 Ответ: $H = 34 \text{ м}$.

§ 2.8. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Для подогрева сетевой, сырой и химически очищенной воды в котельных с водогрейными котлами применяются водоводяные теплообменники, а в котельных с паровыми котлами — пароводяные теплообменники (подогреватели).

Водоводяные теплообменники. Количество теплоты (кДж/с), воспринятой нагреваемой водой в теплообменнике, определяется по формуле

$$Q = W_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) \eta = W_2 c_{p2} (t'_2 - t''_2), \quad (2.64)$$

где W_1 — расход нагревающей воды, кг/с; W_2 — расход нагреваемой воды, кг/с; c_{p1} и c_{p2} — средние массовые теплоемкости нагревающей и нагреваемой воды при постоянном давлении, кДж/(кг·К), t'_1 и t''_1 — температуры нагревающей воды на входе и выходе, °С; t'_2 и t''_2 — температуры нагреваемой воды на входе и выходе, °С; η — коэффициент, учитывающий потери теплоты теплообменником в окружающую среду.

Поверхность нагрева (м^2) теплообменника определяется из уравнения теплопередачи

$$F = Q / (k \Delta t_{\text{ср}}), \quad (2.65)$$

где k — коэффициент теплопередачи, кВт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$); $\Delta t_{\text{ср}}$ — средний температурный напор в теплообменнике, °С.

Средний температурный напор в прямоточном теплообменнике

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2)}{2,3 \lg [(t'_1 - t'_2) / (t''_1 - t''_2)]}. \quad (2.66)$$

Средний температурный напор в противоточном теплообменнике

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(t'_1 - t''_2) - (t''_1 - t'_2)}{2,3 \lg [(t'_1 - t''_2) / (t''_1 - t'_2)]}. \quad (2.67)$$

Если $(t'_1 - t'_2) / (t''_1 - t''_2) \leq 1,7$, то средний температурный напор в теплообменнике находится по формуле

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t'_1 + t''_1}{2} - \frac{t'_2 + t''_2}{2}. \quad (2.68)$$

Пароводяные теплообменники. Количество теплоты (кДж/с), воспринятой нагреваемой водой в теплообменнике, определяется по формуле

$$Q' = D_1 (i'' - i'_k) \eta = W_2 c_{p2} (t'_2 - t''_2), \quad (2.69)$$

где D_1 — расход нагревающего пара, кг/с; i'' — энтальпия нагревающего пара, кДж/кг; i'_k — энтальпия конденсата, кДж/кг.

Поверхность нагрева (м^2) теплообменника находится из уравнения теплопередачи

$$F = Q' / (k \Delta t_{\text{ср}}). \quad (2.70)$$

Средний температурный напор как в прямоточном, так и в противоточном пароводяном теплообменнике

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t''_2 - t'_2}{2,3 \lg [(t_{\text{п}} - t'_2) / (t_{\text{п}} - t''_2)]}, \quad (2.71)$$

где $t_{\text{п}}$ — температура нагревающего пара, °С.

Задача 2.110. Определить расход нагреваемой воды и поверхность нагрева прямоточного водоводяного теплообменника, если известен расход нагревающей воды $W_1 = 15 \text{ кг/с}$, температура нагревающей воды на входе в теплообменник $t'_1 = 120^\circ\text{С}$, температура нагревающей воды на выходе из теплообменника $t''_1 = 80^\circ\text{С}$, температура нагреваемой воды на входе в теплообменник $t'_2 = 10^\circ\text{С}$, температура нагреваемой воды на выходе из теплообменника $t''_2 = 60^\circ\text{С}$, коэффициент теплопередачи $k = 1,9 \text{ кВт/}(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и коэффициент, учитывающий потери теплоты теплообменником в окружающую среду, $\eta = 0,98$.

Решение: Количество теплоты, воспринятой нагреваемой водой в теплообменнике, определяем по формуле (2.64):

$$Q = W_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) \eta = 15 \cdot 4,19 (120 - 80) 0,98 = 2463,7 \text{ кДж/с}.$$

Расход нагреваемой воды в теплообменнике находим из формулы (2.64):

$$W_2 = \frac{Q}{c_{p2} (t'_2 - t''_2)} = \frac{2463,7}{4,19 (60 - 10)} = 11,8 \text{ кг/с.}$$

Средний температурный напор в прямоточном теплообменнике определяем по формуле (2.66):

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2)}{2,3 \lg \frac{t'_1 - t'_2}{t''_1 - t''_2}} = \frac{(120 - 10) - (80 - 60)}{2,3 \lg \frac{120 - 10}{80 - 60}} = \frac{90}{2,3 \lg \frac{110}{20}} = 53^\circ \text{C.}$$

Поверхность нагрева теплообменника находим по формуле (2.65):

$$F = Q/(k\Delta t_{cp}) = 2463,7/(1,9 \cdot 53) = 24,5 \text{ м}^2.$$

Задача 2.111. Определить поверхность нагрева противоточного водоводяного теплообменника, если известны расход нагреваемой воды $W_2 = 5 \text{ кг/с}$, температура нагревающей воды на входе в теплообменник $t'_1 = 97^\circ \text{C}$, температура нагревающей воды на выходе из теплообменника $t''_1 = 63^\circ \text{C}$, температура нагреваемой воды на входе в теплообменник $t'_2 = 17^\circ \text{C}$, температура нагреваемой воды на выходе из теплообменника $t''_2 = 47^\circ \text{C}$ и коэффициент теплопередачи $k = 1,1 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{K)}$.

Ответ: $F = 11,8 \text{ м}^2$.

Задача 2.112. Определить расход нагревающего пара и поверхность нагрева противоточного пароводяного теплообменника, если известны расход нагреваемой воды $W_2 = 5,6 \text{ кг/с}$, давление нагревающего пара $p_n = 0,12 \text{ МПа}$, температура нагревающего пара $t_n = 104^\circ \text{C}$, энтальпия конденсата $i'_k = 436 \text{ кДж/кг}$, температура нагреваемой воды на входе в теплообменник $t'_2 = 12^\circ \text{C}$, температура нагреваемой воды на выходе из теплообменника $t''_2 = 42^\circ \text{C}$, коэффициент теплопередачи $k = 1,05 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{K)}$ и коэффициент, учитывающий потери теплоты теплообменником в окружающую среду, $\eta = 0,97$.

Ответ: $D_1 = 0,32 \text{ кг/с}$; $F = 20,3 \text{ м}^2$.

Задача 2.113. Определить расход нагреваемой воды и средний температурный напор в прямоточном пароводяном теплообменнике, если известны расход нагревающего пара $D_1 = 1 \text{ кг/с}$, давление нагревающего пара $p_n = 0,118 \text{ МПа}$, температура нагревающего пара $t_n = 104^\circ \text{C}$, энтальпия конденсата $i'_k = 436 \text{ кДж/кг}$, температура нагреваемой воды на входе в теплообменник $t'_2 = 10^\circ \text{C}$, температура нагреваемой воды на выходе из теплообменника $t''_2 = 36^\circ \text{C}$ и коэффициент, учитывающий потери теплоты теплообменником в окружающую среду, $\eta = 0,98$.

Ответ: $W_2 = 20,2 \text{ кг/с}$; $\Delta t_{cp} = 80^\circ \text{C}$.

Задача 2.114. Определить поверхность нагрева прямоточного водоводяного теплообменника, если известны расход нагревающей воды $W_1 = 2 \text{ кг/с}$, расход нагреваемой воды $W_2 = 2,28 \text{ кг/с}$, температура нагревающей воды на входе в теплообменник $t'_1 = 97^\circ \text{C}$, температура нагреваемой воды на входе в теплообменник $t'_2 = 17^\circ \text{C}$, температура нагреваемой воды на выходе из теплообменника $t''_2 = 47^\circ \text{C}$, коэффициент теплопередачи $k = 0,95 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{K)}$ и коэффициент, учитывающий потери теплоты теплообменником в окружающую среду, $\eta = 0,97$.

Ответ: $F = 7,6 \text{ м}^2$.

§ 2.9. ПИТАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Питательные устройства предназначены для подачи воды в котлы и перемещения ее по трубопроводам. Питательные устройства состоят из насосов, питательных и конденсатных баков и трубопроводов.

Питательные насосы. Расчетная производительность питательного насоса ($\text{м}^3/\text{с}$) определяется по формуле

$$Q_{п.н} = \beta_1 D_{\max}/\rho, \quad (2.72)$$

где $D_{\max}$ — максимальная паропроизводительность котельной, кг/с ; ρ — плотность воды, кг/м^3 ; β_1 — коэффициент запаса по паропроизводительности котельной.

Расчетный напор (Па) питательного насоса

$$H_{п.н} = \beta_2 (p_k + H_{\text{сет}}), \quad (2.73)$$

где p_k — давление в барабане котла, равное давлению, на которое отрегулирован предохранительный клапан, Па ; $H_{\text{сет}}$ — сопротивление всасывающего и нагнетательного трубопроводов, Па ; β_2 — коэффициент запаса по напору.

Мощность (кВт) электродвигателя для привода питательного насоса

$$N_{\text{э.н}} = (Q_{\text{п.н}} H_{\text{п.н}} / \eta_{\text{п.н}}) 10^{-3}, \quad (2.74)$$

где $\eta_{\text{п.н}}$ — к. п. д. питательного насоса.

Задача 2.115. Определить расчетную производительность и расчетный напор питательного насоса для котельной с максимальной паропроизводительностью $D_{\text{max}} = 5,56$ кг/с, если известны давление в барабане котла $p_{\text{к}} = 1,4$ МПа, плотность воды $\rho = 958$ кг/м³, сопротивление всасывающего и нагнетательного трубопроводов $H_{\text{сет}} = 0,2$ МПа, коэффициент запаса по паропроизводительности котельной $\beta_1 = 1,2$ и коэффициент запаса по напору $\beta_2 = 1,1$.

Ответ: $Q_{\text{п.н}} = 7 \cdot 10^{-3}$ м³/с; $H_{\text{п.н}} = 1,76$ МПа.

Задача 2.116. Определить мощность электродвигателя для привода питательного насоса для котельной с максимальной паропроизводительностью $D_{\text{max}} = 8,34$ кг/с, если известны давление в барабане котла $p_{\text{к}} = 2,4$ МПа, температура перекачиваемой воды $t_{\text{п.в}} = 100$ °С, сопротивление всасывающего и нагнетательного трубопроводов $H_{\text{сет}} = 0,2$ МПа, коэффициент запаса по паропроизводительности котельной $\beta_1 = 1,2$, коэффициент запаса по напору $\beta_2 = 1,1$ и к. п. д. питательного насоса $\eta_{\text{п.н}} = 0,8$.

Решение: Расчетную производительность питательного насоса определяем по формуле (2.72):

$$Q_{\text{п.н}} = \beta_1 D_{\text{max}} / \rho = 1,2 \cdot 8,34 / 958 = 10,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расчетный напор питательного насоса находим по формуле (2.73):

$$H_{\text{п.н}} = \beta_2 (p_{\text{к}} + H_{\text{сет}}) = 1,1 (2,4 + 0,2) = 2,86 \text{ МПа}.$$

Мощность электродвигателя для привода питательного насоса определяем по формуле (2.74):

$$N_{\text{э.н}} = \frac{Q_{\text{п.н}} H_{\text{п.н}}}{\eta_{\text{п.н}}} 10^{-3} = \frac{10,4 \cdot 10^{-3} \cdot 2,86 \cdot 10^6}{0,8} 10^{-3} = 37,2 \text{ кВт}.$$

Задача 2.117. Определить расчетную производительность и расчетный напор питательного насоса котельной, если известны давление в барабане котла $p_{\text{к}} = 3,6$ МПа, сопротивление всасывающего и нагнетательного трубопро-

водов $H_{\text{сет}} = 0,2$ МПа, коэффициент запаса по напору $\beta_2 = 1,1$, мощность электродвигателя для привода питательного насоса $N_{\text{э.н}} = 100$ кВт и к. п. д. питательного насоса $\eta_{\text{п.н}} = 0,75$.

Ответ: $Q_{\text{п.н}} = 1,8 \cdot 10^{-2}$ м³/с; $H_{\text{п.н}} = 4,2$ МПа.

Задача 2.118. Определить мощность электродвигателя для привода питательного насоса для котельной с максимальной паропроизводительностью $D_{\text{max}} = 1,8$ кг/с, если известны давление в барабане котла $p_{\text{к}} = 2,4$ МПа, плотность воды $\rho = 958$ кг/м³, сопротивление всасывающего и нагнетательного трубопроводов $H_{\text{сет}} = 0,15$ МПа, коэффициент запаса по паропроизводительности котельной $\beta_1 = 1,2$, коэффициент запаса по напору $\beta_2 = 1,1$ и к. п. д. питательного насоса $\eta_{\text{п.н}} = 0,74$.

Ответ: $N_{\text{э.н}} = 8,5$ кВт.

§ 2.10. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ПРОДУВКИ И РАСЧЕТ РАШИРИТЕЛЯ (СЕПАРАТОРА) НЕПРЕРЫВНОЙ ПРОДУВКИ

Непрерывная продувка паровых котлоагрегатов осуществляется для поддержания в допустимых пределах концентрации солей в котловой воде и получения пара надлежащей чистоты.

Величина непрерывной продувки выражается в процентах от паропроизводительности котельного агрегата, т. е.

$$P = (W_{\text{пр}} / D) 100, \quad (2.75)$$

где D — паропроизводительность котельного агрегата, кг/с; $W_{\text{пр}}$ — количество продувочной воды, кг/с.

Количество (кг/с) продувочной воды определяется из уравнения солевого баланса котлоагрегата по формуле

$$W_{\text{пр}} = D \frac{S_{\text{п.в}}}{S_{\text{пр}} - S_{\text{п.в}}}, \quad (2.76)$$

где $S_{\text{п.в}}$, $S_{\text{пр}}$ — соответственно солесодержание питательной воды и продувочной воды, кг/кг.

Количество пара (кг/с), выделяющегося из продувочной воды, определяется из уравнения теплового баланса расширителя по формуле

$$D_{\text{р}} = \frac{W_{\text{пр}} (i'_1 - i'_2)}{x (i''_{\text{п}} - i'_2)}, \quad (2.77)$$

где i'_1 — энтальпия продувочной воды при давлении в котле, кДж/кг; i'_2 — энтальпия воды при давлении в расширителе, кДж/кг; i''_n — энтальпия пара при давлении в расширителе, кДж/кг; x — степень сухости пара, выходящего из расширителя.

Расход воды (кг/с) на выходе из расширителя

$$W_p = W_{np} - D_p. \quad (2.78)$$

Задача 2.119. Определить величину непрерывной продувки и расход воды на выходе из расширителя непрерывной продувки котельного агрегата паропроизводительностью $D = 5,56$ кг/с, если давление в котле $p_1 = 1,37$ МПа, давление в расширителе $p_2 = 0,118$ МПа, степень сухости пара, выходящего из расширителя, $x = 0,98$, солесодержание питательной воды $S_{п.в} = 8,75 \cdot 10^{-5}$ кг/кг и солесодержание продувочной воды $S_{np} = 3 \cdot 10^{-3}$ кг/кг.

Решение: Количество продувочной воды определяем по формуле (2.76):

$$W_{np} = D \frac{S_{п.в}}{S_{np} - S_{п.в}} = 5,56 \frac{8,75 \cdot 10^{-5}}{3 \cdot 10^{-3} - 8,75 \cdot 10^{-5}} = 0,167 \text{ кг/с.}$$

Величину непрерывной продувки находим по формуле (2.75):

$$P = (W_{np}/D) 100 = (0,167/5,56) 100 = 3 \text{ \%}.$$

Пользуясь табл. 2 (см. Приложение), находим энтальпию продувочной воды $i'_1 = 825$ кДж/кг, энтальпию воды $i'_2 = 436$ кДж/кг и энтальпию пара $i''_n = 2680$ кДж/кг.

Количество пара, выделяющегося из продувочной воды, определяем по формуле (2.77):

$$D_p = \frac{W_{np} (i'_1 - i'_2)}{x (i''_n - i'_2)} = \frac{0,167 (825 - 436)}{0,98 (2680 - 436)} = 0,03 \text{ кг/с.}$$

Расход воды на выходе из расширителя непрерывной продувки находим по формуле (2.78):

$$W_p = W_{np} - D_p = 0,167 - 0,03 = 0,137 \text{ кг/с.}$$

Задача 2.120. Определить величину непрерывной продувки и количество пара, выделяющегося из продувочной воды в расширителе непрерывной продувки котельного агрегата паропроизводительностью $D = 4,16$ кг/с, если давле-

ние в котле $p_1 = 1,37$ МПа, давление в расширителе $p_2 = 0,12$ МПа, степень сухости пара, выходящего из расширителя, $x = 0,98$, солесодержание питательной воды $S_{п.в} = 9 \cdot 10^{-5}$ кг/кг и солесодержание продувочной воды $S_{np} = 3,1 \cdot 10^{-3}$ кг/кг.

Ответ: $P = 3 \text{ \%}$; $D_p = 0,02 \text{ кг/с.}$

Задача 2.121. Определить количество продувочной воды и расход воды на выходе из расширителя непрерывной продувки котельного агрегата паропроизводительностью $D = 6,9$ кг/с, если величина непрерывной продувки $P = 4 \text{ \%}$; энтальпия продувочной воды $i'_1 = 836$ кДж/кг, давление в расширителе $p_2 = 0,12$ МПа и степень сухости пара, выходящего из расширителя, $x = 0,98$.

Ответ: $W_{np} = 0,276 \text{ кг/с}$; $W_p = 0,226 \text{ кг/с.}$

ГЛАВА 3

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

§ 3.1. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ

Паровая турбина является двигателем, в котором потенциальная энергия пара превращается в кинетическую, а последняя, в свою очередь, преобразуется в механическую энергию вращения вала.

Ступени турбины по действию пара на рабочие лопатки подразделяются на активные и реактивные.

Ступени турбины, у которых расширение пара происходит только в неподвижных соплах до вступления его на рабочие лопатки, называются активными.

Ступени турбины, у которых расширение пара совершается не только в неподвижных соплах, но и в каналах между рабочими лопатками, называются реактивными.

Действительная скорость (м/с) истечения пара из сопла определяется по формуле

$$c_1 = 44,7 \varphi \sqrt{(i_0 - i_1) (1 - \rho) + c_0^2 / 2000}, \quad (3.1)$$

где $\varphi = 0,93 \dots 0,98$ — скоростной коэффициент сопла; i_0 и i_1 — энтальпия пара на входе и выходе из сопла, кДж/кг; ρ — степень реактивности ступени; c_0 — начальная скорость пара перед соплом, м/с.

Если начальная скорость пара перед соплом (c_0) невелика, то ею можно пренебречь, тогда действительная скорость (м/с) истечения пара из сопла

$$c_1 = 44,7\varphi \sqrt{(i_0 - i_1)(1 - \rho)}. \quad (3.2)$$

Степенью реактивности ступени называется отношение располагаемого теплоперепада на рабочих лопатках h_2 к располагаемому теплоперепаду ступени $h_0 = h_1 + h_2$ (где h_1 — располагаемый теплоперепад в соплах), т. е.

$$\rho = h_2 / (h_1 + h_2). \quad (3.3)$$

Окружная скорость (м/с) на середине лопатки

$$u = \pi d n / 60, \quad (3.4)$$

где d — средний диаметр ступени, м; n — частота вращения вала турбины, об/мин.

Относительная скорость (м/с) входа пара на лопатки

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1}, \quad (3.5)$$

где α_1 — угол наклона сопла к плоскости диска или угол между вектором скорости c_1 и плоскостью диска.

Относительная скорость (м/с) выхода пара из канала между рабочими лопатками в активной ступени при $\rho = 0$ определяется по формуле

$$w_2 = \psi w_1, \quad (3.6)$$

где $\psi = 0,86 \dots 0,95$ — скоростной коэффициент лопаток.

Относительная скорость (м/с) выхода пара из канала между рабочими лопатками в реактивной и активной ступенях при $\rho > 0$ находится по формуле

$$\begin{aligned} w_2 &= 44,7\psi \sqrt{\rho h_0 + (w_1/44,7)^2} = \\ &= 44,7\psi \sqrt{\rho(i_0 - i_1) + (w_1/44,7)^2}. \end{aligned} \quad (3.7)$$

Абсолютная скорость (м/с) выхода пара из канала между рабочими лопатками

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2}, \quad (3.8)$$

где β_2 — угол выхода пара из рабочей лопатки, значение его выбирают обычно, пользуясь соотношением $\beta_2 = \beta_1 - (2 \div 10^\circ)$.

Угол β_1 входа пара на рабочую лопатку находится по соотношению, которое выводится из треугольника скоростей:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_1 \sin \alpha_1 / (c_1 \cos \alpha_1 - u). \quad (3.9)$$

Угол α_2 наклона абсолютной скорости выхода пара из канала между рабочими лопатками определяется по соотношению, которое выводится из треугольника скоростей

$$\cos \alpha_2 = (w_2 \cos \beta_2 - u) / c_2. \quad (3.10)$$

Работа 1 кг пара на лопатках ступени (кДж/кг)

$$\begin{aligned} L = u (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) &= u (w_1 \cos \beta_1 + \\ &+ w_2 \cos \beta_2). \end{aligned} \quad (3.11)$$

Задача 3.1. В активной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 3$ МПа и температурой $t_0 = 450^\circ\text{C}$ расширяется. Определить давление, температуру и действительную скорость пара на выходе из сопла, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,95$ и энтальпия пара на выходе из сопла $i_1 = 3150$ кДж/кг.

Решение: Находим на is -диаграмме (рис. 3.1)* точку O , характеризующую начальное состояние пара. Энтальпия пара при заданных начальных параметрах пара p_0 и t_0 равна $i_0 = 3350$ кДж/кг. Проведя из точки O адиабату до пересечения с энтальпией $i_1 = 3150$ кДж/кг, определяем давление $p_1 = 1,6$ МПа и температуру $t_1 = 350^\circ\text{C}$.

Действительную скорость пара на выходе из сопла находим по формуле (3.2):

$$\begin{aligned} c_1 &= 44,7\varphi \sqrt{(i_0 - i_1)} = 44,7 \cdot 0,95 \sqrt{(3350 - 3150)} = \\ &= 600 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Задача 3.2. В реактивной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 1,9$ МПа и температурой $t_0 = 380^\circ\text{C}$ расширяется до $p_2 = 1,3$ МПа. Определить степень реактивности ступени, если располагаемый теплоперепад на рабочих лопатках $h_2 = 48$ кДж/кг.

Ответ: $\rho = 0,48$.

* Полностью диаграмма приведена на вкладке.

Задача 3.3. Определить степень реактивности ступени, если располагаемый теплоперепад в ступени $h_0 = 120$ кДж/кг, скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,96$ и действительная скорость истечения пара из сопл $c_1 = 335$ м/с.

Ответ: $\rho = 0,49$.

Задача 3.4. В активной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 2,8$ МПа и температурой $t_0 = 400$ °С расширяется до $p_1 = 1,7$ МПа. Определить действительную скорость истечения пара из сопл, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,97$.

Ответ: $c_1 = 522$ м/с.

Задача 3.5. В активной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 1,2$ МПа и температурой $t_0 = 300$ °С расширяется до $p_1 = 0,7$ МПа. Определить действительную скорость истечения пара из сопл, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,96$ и начальная скорость пара перед соплом $c_0 = 150$ м/с.

Ответ: $c_1 = 515$ м/с.

Задача 3.6. В активной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 2$ МПа и температурой $t_0 = 350$ °С расширяется до $p_1 = 1,5$ МПа. Определить действительную скорость истечения пара из сопл, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,95$, начальная скорость пара перед соплом $c_0 = 140$ м/с и степень реактивности ступени $\rho = 0,15$.

Ответ: $c_1 = 375$ м/с.

Задача 3.7. В реактивной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 1,6$ МПа и температурой $t_0 = 450$ °С расширяется до $p_2 = 1$ МПа. Определить действительную скорость истечения пара из сопл, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,95$ и степень реактивности ступени $\rho = 0,5$.

Ответ: $c_1 = 368$ м/с.

Задача 3.8. В активной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 2,4$ МПа и температурой $t_0 = 400$ °С расширяется до $p_1 = 1,7$ МПа. Определить окружную скорость на середине лопатки, если скоростной коэффициент сопла

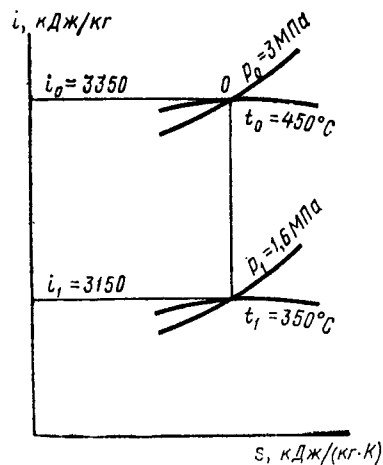


Рис. 3.1

$\varphi = 0,965$ и отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопл $u/c_1 = 0,445$.

Ответ: $u = 192$ м/с.

Задача 3.9. В активной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 2,8$ МПа и температурой $t_0 = 380$ °С расширяется до $p_1 = 1,6$ МПа. Определить действительную скорость истечения пара из сопл и окружную скорость на середине лопатки, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,96$, средний диаметр ступени $d = 1$ м и частота вращения вала турбины $n = 50$ об/с.

Ответ: $c_1 = 532$ м/с; $u = 157$ м/с.

Задача 3.10. В реактивной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 3$ МПа и температурой $t_0 = 390$ °С расширяется до $p_2 = 1,7$ МПа. Определить действительную скорость истечения пара из сопл и окружную скорость на середине лопатки, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,965$; степень реактивности ступени $\rho = 0,5$ и отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопл $u/c_1 = 0,45$.

Ответ: $c_1 = 371$ м/с; $u = 167$ м/с.

Задача 3.11. В активной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 3$ МПа и температурой $t_0 = 450$ °С расширяется до $p_1 = 1,6$ МПа. Определить действительную скорость истечения пара из сопл, окружную скорость на середине лопатки и относительную скорость входа пара на лопатки, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,96$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 16^\circ$, средний диаметр ступени $d = 0,9$ м, частота вращения вала турбины $n = 3000$ об/мин, начальная скорость пара перед соплом $c_0 = 150$ м/с и степень реактивности ступени $\rho = 0,12$.

Решение: Находим на i -с-диаграмме (рис. 3.2) начальную энтальпию пара i_0 и энтальпию пара i_1 в конце адиабатного расширения. Энтальпия пара i_0 при заданных начальных параметрах пара p_0 и t_0 равна $i_0 = 3350$ кДж/кг,

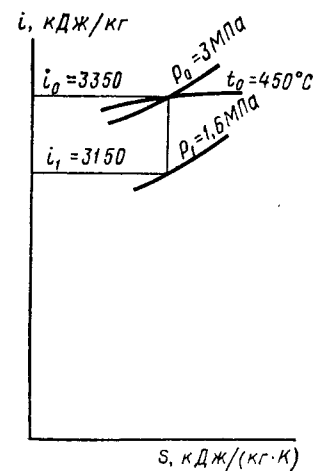


Рис. 3.2

а энтальпия пара i_1 после адиабатного расширения пара до $p_1 = 1,6$ МПа равна $i_1 = 3150$ кДж/кг.

Действительную скорость истечения пара из сопл определяем по формуле (3.1):

$$\begin{aligned} c_1 &= 44,7\varphi \sqrt{(i_0 - i_1)(1 - \rho) + c_0^2/2000} = \\ &= 44,7 \cdot 0,96 \sqrt{(3350 - 3150)(1 - 0,12) + 150^2/2000} = \\ &= 588 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Окружную скорость на середине лопатки находим по формуле (3.4):

$$u = \pi d n / 60 = 3,14 \cdot 0,9 \cdot 3000 / 60 = 141 \text{ м/с.}$$

Относительную скорость входа пара на лопатки — по формуле (3.5):

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1} = \\ &= \sqrt{588^2 + 141^2 - 2 \cdot 588 \cdot 141 \cdot 0,961} = 454 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Задача 3.12. В реактивной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 1,6$ МПа и температурой $t_0 = 300$ °С расширяется до $p_2 = 1$ МПа. Определить действительную скорость истечения пара из сопл, окружную скорость на середине лопатки и относительную скорость входа пара на лопатки, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,94$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 18$ °, средний диаметр ступени $d = 0,95$ м, частота вращения вала турбины $n = 3600$ об/мин и степень реактивности ступени $\rho = 0,5$.

Ответ: $c_1 = 312$ м/с; $u = 179$ м/с; $w_1 = 152$ м/с.

Задача 3.13. В активной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 2,8$ МПа и температурой $t_0 = 400$ °С расширяется до $p_1 = 1,7$ МПа. Определить относительную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,955$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,87$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 18$ ° и отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопл $u/c_1 = 0,44$.

Ответ: $w_2 = 265$ м/с.

Задача 3.14. В реактивной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 2$ МПа и температурой $t_0 = 350$ °С расширяется до $p_2 = 1,4$ МПа. Определить относительную скорость

выхода пара из канала между рабочими лопатками, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,96$, окружная скорость на середине лопатки $u = 170$ м/с, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 17$ °, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,88$ и степень реактивности ступени $\rho = 0,45$.

Ответ: $w_2 = 294$ м/с.

Задача 3.15. В активной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 1,6$ МПа и температурой $t_0 = 450$ °С расширяется до $p_1 = 1$ МПа. Определить абсолютную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,945$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,87$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 18$ °, угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = 23$ ° и отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопл $u/c_1 = 0,45$.

Ответ: $c_2 = 104,5$ м/с.

Задача 3.16. В активной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 3$ МПа и температурой $t_0 = 450$ °С расширяется до $p_1 = 1,8$ МПа. Определить абсолютную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,95$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 17$ °, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,88$, средний диаметр ступени $d = 0,95$ м, частота вращения вала турбины $n = 50$ об/с, угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = \beta_1 = 3$ ° и начальная скорость пара перед соплом $c_0 = 150$ м/с.

Ответ: $c_2 = 235$ м/с.

Задача 3.17. В реактивной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 2,4$ МПа и температурой $t_0 = 360$ °С расширяется до $p_2 = 1,6$ МПа. Определить абсолютную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,96$, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопл $u/c_1 = 0,45$, относительная скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками $w_2 = 350$ м/с, угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = 21$ °30' и степень реактивности ступени $\rho = 0,48$.

Ответ: $c_2 = 221$ м/с.

Задача 3.18. В активной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 3$ МПа и температурой $t_0 = 400$ °С расширяется до $p_1 = 1,7$ МПа. Определить относительную и абсолютную скорости выхода пара из канала между рабочими лопатками, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,94$, ско-

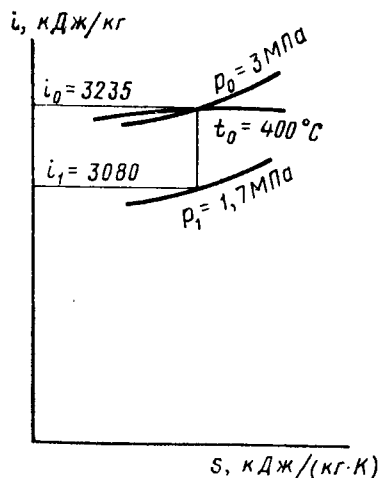


Рис. 3.3

ростной коэффициент лопаток $\psi = 0,88$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 16^\circ$, средний диаметр ступени $d = 1$ м, частота вращения вала турбины $n = 3000$ об/мин, угол выхода пара из рабочей лопатки равен углу входа пара на рабочую лопатку $\beta_2 = \beta_1$ и начальная скорость пара перед соплом $c_0 = 155$ м/с.

Решение: Находим на i -диаграмме (рис. 3.3) начальную энтальпию пара $i_0 = 3235$ кДж/кг и энтальпию пара в конце адиабатного расширения $i_1 = 3080$ кДж/кг.

Действительную скорость истечения пара из сопл определяем по формуле (3.1):

$$c_1 = 44,7\psi \sqrt{(i_0 - i_1) + c_0^2/2000} = 44,7 \cdot 0,94 \sqrt{(3235 - 3080) + 155^2/2000} = 543 \text{ м/с.}$$

Окружную скорость на середине лопатки — по формуле (3.4):

$$u = \pi d n / 60 = 3,14 \cdot 1 \cdot 3000 / 60 = 157 \text{ м/с.}$$

Относительную скорость входа пара на лопатки — по формуле (3.5):

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1} = \sqrt{543^2 + 157^2 - 2 \cdot 543 \cdot 157 \cdot 0,961} = 395 \text{ м/с.}$$

Относительную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками — по формуле (3.6):

$$w_2 = \psi w_1 = 0,88 \cdot 395 = 348 \text{ м/с.}$$

Угол входа пара на рабочую лопатку — из соотношения (3.9):

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_1 \sin \alpha_1 / (c_1 \cos \alpha_1 - u) = 543 \cdot 0,276 / (543 \times 0,961 - 157) = 0,411, \quad \beta_1 = 22^\circ 20'.$$

Угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = \beta_1 = 22^\circ 20'$.

Абсолютную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками — по формуле (3.8):

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2} = \sqrt{348^2 + 157^2 - 2 \cdot 348 \cdot 157 \cdot 0,925} = 212 \text{ м/с.}$$

Задача 3.19. В активной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 2$ МПа и температурой $t_0 = 350$ °С расширяется до $p_1 = 1,5$ МПа. Определить относительную и абсолютную скорости выхода пара из канала между рабочими лопатками, если скоростной коэффициент сопла $\phi = 0,945$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,9$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 16^\circ$, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопл $u/c_1 = 0,45$, угол входа пара на рабочую лопатку $\beta_1 = 23^\circ$ и угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = \beta_1 - 3^\circ$.

Ответ: $w_2 = 188$ м/с; $c_2 = 66,5$ м/с.

Задача 3.20. В активной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 3,5$ МПа и температурой $t_0 = 410$ °С расширяется до $p_1 = 2,2$ МПа. Построить треугольники скоростей, если скоростной коэффициент сопла $\phi = 0,95$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,87$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 15^\circ$, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопл $u/c_1 = 0,43$ и угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = \beta_1 - 2^\circ 30'$.

Решение: Находим на i -диаграмме (рис. 3.4) начальную энтальпию пара $i_0 = 3250$ кДж/кг и энтальпию пара в конце адиабатного расширения $i_1 = 3115$ кДж/кг.

Действительную скорость истечения пара из сопл определяем по формуле (3.2):

$$c_1 = 44,7\phi \sqrt{i_0 - i_1} = 44,7 \cdot 0,95 \sqrt{3250 - 3115} = 493 \text{ м/с.}$$

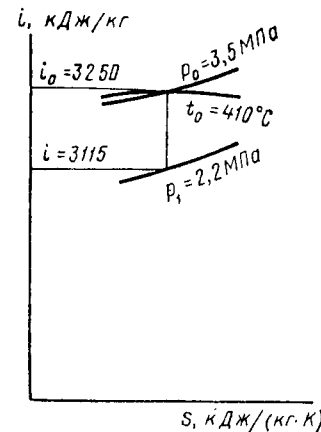


Рис. 3.4

Окружную скорость на середине лопатки находим из соотношения $u/c_1 = 0,43$:

$$u = 0,43 \cdot c_1 = 0,43 \cdot 493 = 212 \text{ м/с.}$$

Относительную скорость входа пара на лопатки — по формуле (3.5):

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1} = \\ &= \sqrt{493^2 + 212^2 - 2 \cdot 493 \cdot 212 \cdot 0,966} = 293 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

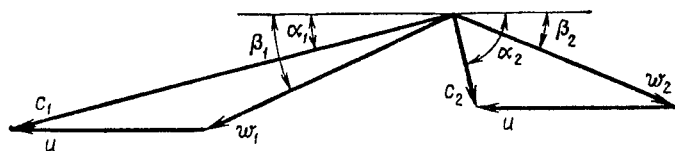


Рис. 3.5

Относительную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками — по формуле (3.6):

$$w_2 = \psi w_1 = 0,87 \cdot 293 = 255 \text{ м/с.}$$

Угол входа пара на рабочую лопатку — из соотношения (3.9):

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_1 \sin \alpha_1 / (c_1 \cos \alpha_1 - u) = 493 \cdot 0,259 / (493 \times 0,966 - 212) = 0,481, \quad \beta_1 = 25^\circ 40'.$$

Угол выхода пара из рабочей лопатки

$$\beta_2 = \beta_1 - 2^\circ 30' = 25^\circ 40' - 2^\circ 30' = 23^\circ 10'.$$

Абсолютную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками — по формуле (3.8):

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2} = \\ &= \sqrt{255^2 + 212^2 - 2 \cdot 255 \cdot 212 \cdot 0,919} = 103 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Угол наклона абсолютной скорости выхода пара из канала между рабочими лопатками — из соотношения (3.10):

$$\cos \alpha_2 = (w_2 \cos \beta_2 - u) / c_2 = (255 \cdot 0,919 - 212) / 103 = 0,213; \quad \alpha_2 = 77^\circ 40'.$$

Треугольники скоростей, построенные на основании этих расчетов, приведены на рис. 3.5.

Задача 3.21. В активной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 2,4$ МПа и температурой $t_0 = 390^\circ \text{C}$ расши-

ряется до $p_1 = 1,3$ МПа. Построить треугольники скоростей и определить относительную и абсолютную скорости выхода пара из канала между рабочими лопатками, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,96$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,88$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 16^\circ$, средний диаметр ступени $d = 1$ м, частота вращения вала турбины $n = 3600$ об/мин, угол входа пара на рабочую лопатку $\beta_1 = 22^\circ$ и угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = \beta_1 - 2^\circ$.

Ответ: $w_2 = 352$ м/с;
 $c_2 = 186$ м/с.

Задача 3.22. В реактивной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 2,6$ МПа и температурой $t_0 = 470^\circ \text{C}$ расширяется до $p_2 = 1,9$ МПа. Построить треугольники скоростей, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,965$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,88$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 16^\circ$, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопла $u/c_1 = 0,44$, угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = \beta_1 - 2^\circ 30'$ и степень реактивности ступени $\rho = 0,5$.

Решение: Находим на i -с-диаграмме (рис. 3.6) начальную энтальпию пара $i_0 = 3400$ кДж/кг и энтальпию пара в конце адиабатного расширения $i_1 = 3290$ кДж/кг.

Действительную скорость истечения пара из сопла определяем по формуле (3.2):

$$\begin{aligned} c_1 &= 44,7 \varphi \sqrt{(i_0 - i_1) (1 - \rho)} = \\ &= 44,7 \cdot 0,965 \sqrt{(3400 - 3290) (1 - 0,5)} = 320 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Окружную скорость на середине лопатки — из соотношения $u/c_1 = 0,44$:

$$u = 0,44 c_1 = 0,44 \cdot 320 = 141 \text{ м/с.}$$

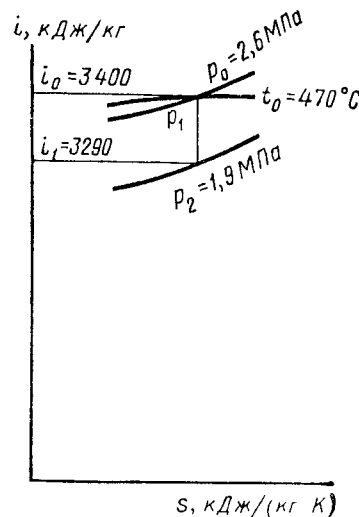


Рис. 3.6

Относительную скорость входа пара на лопатки — по формуле (3.5):

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1} = \\ &= \sqrt{320^2 + 141^2 - 2 \cdot 320 \cdot 141 \cdot 0,961} = 188 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Относительную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками — по формуле (3.7):

$$\begin{aligned} w_2 &= 44,7\psi \sqrt{\rho(i_0 - i_1)(w_1/44,7)^2} = \\ &= 44,7 \cdot 0,88 \sqrt{0,5(3400 - 3290) + (188/44,7)^2} = 335 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Угол входа пара на рабочую лопатку — из соотношения (3.9):

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta_1 &= c_1 \sin \alpha_1 / (c_1 \cos \alpha_1 - u) = 320 \cdot 0,276 / (320 \times \\ &\times 0,961 - 141) = 0,530; \quad \beta_1 = 27^\circ 50'. \end{aligned}$$

Угол выхода пара из рабочей лопатки
 $\beta_2 = \beta_1 - 2^\circ 30' = 27^\circ 50' - 2^\circ 30' = 25^\circ 20'.$

Абсолютную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками находим по формуле (3.8):

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2} = \\ &= \sqrt{335^2 + 141^2 - 2 \cdot 335 \cdot 141 \cdot 0,904} = 216 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Угол наклона абсолютной скорости выхода пара из канала между рабочими лопатками — по (3.10):

$$\cos \alpha_2 = (w_2 \cos \beta_2 - u) / c_2 = (335 \cdot 0,904 - 141) / 216 = 0,749; \quad \alpha_2 = 41^\circ 30'.$$

Треугольники скоростей, построенные на основании расчетов, приведены на рис. 3.7.

Задача 3.23. Определить работу 1 кг пара на лопатках в активной ступени, если угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 14^\circ$, средний диаметр ступени $d = 0,9$ м, частота вращения вала турбины $n = 3600$ об/мин, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопла $u/c_1 = 0,44$, относительная скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками $w_2 = 210$ м/с, угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = 21^\circ$ и угол наклона абсолютной скорости выхода пара из канала между рабочими лопатками $\alpha_2 = 72^\circ$.

Ответ: $L = 68$ кДж/кг.

Задача 3.24. В активной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 1,6$ МПа и температурой $t_0 = 450^\circ \text{C}$ расширяется до $p_1 = 1$ МПа. Определить работу 1 кг пара на лопатках, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,955$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,9$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 17^\circ$, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопла $u/c_1 = 0,435$, угол входа пара на рабочую лопатку $\beta_1 = 24^\circ$ и угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = \beta_1 - 2^\circ 30'$.

Ответ: $L = 122,3$ кДж/кг.

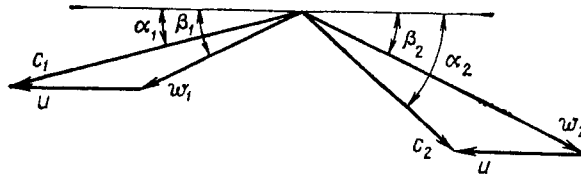


Рис. 3.7

Задача 3.25. Определить работу 1 кг пара на лопатках реактивной ступени, если располагаемый теплорепад ступени $h_0 = 256$ кДж/кг, скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,95$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,88$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 16^\circ$, средний диаметр ступени $d = 1$ м, частота вращения вала турбины $n = 3600$ об/мин, угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = 20^\circ$ и степень реактивности ступени $\rho = 0,5$.

Ответ: $L = 128,4$ кДж/кг.

Задача 3.26. Определить работу 1 кг пара на лопатках реактивной ступени, если располагаемый теплорепад ступени $h_0 = 240$ кДж/кг, скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,96$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,9$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 16^\circ$, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопла $u/c_1 = 0,44$, относительная скорость входа пара на лопатки $w_1 = 260$ м/с, угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = \beta_1 - 2^\circ$ и степень реактивности ступени $\rho = 0,48$.

Решение: Действительную скорость истечения пара сопла определяем по формуле (3.2):

$$\begin{aligned} c_1 &= 44,7\varphi \sqrt{h_0(1 - \rho)} = 44,7 \cdot 0,96 \sqrt{240(1 - 0,48)} = \\ &= 478 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Окружную скорость на середине лопатки находим из соотношения $u/c_1 = 0,44$:

$$u = 0,44c_1 = 0,44 \cdot 478 = 210 \text{ м/с.}$$

Относительную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками — по формуле (3.7):

$$w_2 = 44,7\psi \sqrt{\rho h_0 + (w_1/44,7)^2} = 44,7 \cdot 0,9 \sqrt{0,48 \cdot 240 + (260/44,7)^2} = 491 \text{ м/с.}$$

Угол входа пара на рабочую лопатку — из соотношения (3.9):

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_1 \sin \alpha_1 / (c_1 \cos \alpha_1 - u) = 478 \cdot 0,276 / (478 \times 0,961 - 210) = 0,529; \beta_1 = 27^\circ 45'.$$

Угол выхода пара из рабочей лопатки

$$\beta_2 = \beta_1 - 2^\circ = 27^\circ 45' - 2^\circ = 25^\circ 45'.$$

Работу 1 кг пара на лопатках определяем по формуле (3.11):

$$L = u (w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2) = 210 (260 \cdot 0,885 + 491 \cdot 0,901) = 141,2 \text{ кДж/кг.}$$

§ 3.2. ПОТЕРИ В СТУПЕНЯХ ТУРБИНЫ. КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ СТУПЕНЕЙ ТУРБИНЫ

Потери в турбинной ступени. Рабочий процесс в турбинной ступени сопровождается потерями тепловой энергии пара; к основным из них относятся:

потери тепловой энергии (кДж/кг) в соплах турбины вследствие трения и вихревых движений пара

$$h_c = (1/\varphi^2 - 1) c_1^2/2000; \quad (3.12)$$

потери тепловой энергии (кДж/кг) на лопатках в активной ступени

$$h_{л1} = (1 - \psi^2) w_1^2/2000; \quad (3.13)$$

потери тепловой энергии (кДж/кг) на лопатках в реактивной ступени

$$h_{л2} = (1/\psi^2 - 1) w_2^2/2000; \quad (3.14)$$

потери тепловой энергии (кДж/кг) с выходной абсолютной скоростью

$$h_b = c_2^2/2000. \quad (3.15)$$

потери тепловой энергии (кДж/кг) на трение и вентиляцию при вращении диска турбины в паре (определяются по формуле А. Стодола)

$$h_{т.в} = \lambda [1,07d^2 + 0,61z (1 - \varepsilon) dl_2^{1,5}] (1/v) (u^3/10_6) \times (1/M), \quad (3.16)$$

где λ — коэффициент, равный 1,1 ÷ 1,2 для перегретого пара и 1,3 для насыщенного пара; d — средний диаметр ступени, м; z — число ступеней скорости на колесе; ε — степень парциальности впуска пара; l_2 — выходная высота рабочих лопаток, см; v — удельный объем пара в камере ступени, м³/кг; M — расход пара в ступени, кг/с;

потери тепловой энергии (кДж/кг) от утечек через зазоры в уплотнениях и в обход сопл и лопаток

$$h_{ут} = M_{ут} h_0 / M, \quad (3.17)$$

где $M_{ут}$ — расход пара на утечки, кг/с.

К. п. д. ступеней турбины. Потери тепловой энергии в соплах, на лопатках и с выходной абсолютной скоростью в ступени турбины оценивают относительным к. п. д. на лопатках $\eta_{о.л.}$, который представляет собой отношение механической работы L 1 кг пара на лопатках ступени к располагаемому теплоперепаду h_0 в ступени, т. е.

$$\eta_{о.л.} = (h_0 - h_c - h_{л1} - h_b)/h_0 = L/h_0. \quad (3.18)$$

Так как наимыгоднейшее значение относительного к. п. д. на лопатках зависит от отношения окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопл, т. е. от u/c_1 , то для активной ступени относительный к. п. д. на лопатках

$$\eta_{о.л.} = 2\varphi^2 (u/c_1) (1 + \psi \cos \beta_2 / \cos \beta_1) (\cos \alpha_1 - u/c_1). \quad (3.19)$$

Для реактивной ступени со степенью реактивности $\rho = 0,5$ относительный к. п. д. на лопатках

$$\eta_{о.л.} = (u/c_1) (2 \cos \alpha_1 - u/c_1) / [(1/\varphi^2 - 1) + (u/c_1) (2 \cos \alpha_1 - u/c_1)]. \quad (3.20)$$

Потери теплоты в ступени оцениваются относительным внутренним к. п. д. ступени $\eta_{от}^{ст.}$, который представляет

собой отношение использованного теплоперепада h_i к предполагаемому теплоперепаду в ступени h_0 , т. е.

$$\eta_{oi}^{ст} = h_i/h_0 = (h_0 - h_c - h_{л} - h_b - h_{т.в} - h_{ут})/h_0. \quad (3.21)$$

Относительный внутренний к. п. д. активной ступени

$$\eta_{oi}^{ст} = \eta_{о.л} - \zeta_{т.в} - \zeta_{ут} = 2\varphi^2 (u/c_1) \times \\ \times (1 + \psi \cos \beta_2 / \cos \beta_1) (\cos \alpha_1 - u/c_1) - \zeta_{т.в} - \zeta_{ут}, \quad (3.22)$$

где $\zeta_{т.в} = h_{т.в}/h_0$ — относительные потери тепловой энергии на трение и вентиляцию при вращении диска турбины в паре; $\zeta_{ут} = h_{ут}/h_0$ — относительные потери тепловой энергии от утечек через зазоры в уплотнениях и в обход сопл и лопаток.

Относительный внутренний к. п. д. реактивной ступени со степенью реактивности $\rho = 0,5$

$$\eta_{oi}^{ст} = \frac{u/c_1 (2 \cos \alpha_1 - u/c_1)}{(1/\varphi^2 - 1) + (u/c_1) (2 \cos \alpha_1 - u/c_1)} - \zeta_{т.в} - \zeta_{ут}. \quad (3.23)$$

Если в ступени используется энергия выходной скорости предыдущей ступени, то относительный внутренний к. п. д. ступени находится по формуле

$$\eta_{oi}^{ст} = [\mu h_b^{пр} + h_0 - (h_c + h_{л} + h_b + h_{т.в} + h_{ут})] / (\mu h_b^{пр} + h_0) \quad (3.24)$$

где $h_b^{пр} = C_{пр}^2/2000$ — тепловая энергия от выходной скорости предыдущей ступени, кДж/кг; $\mu = 0,8 \dots 1,0$ — коэффициент использования энергии выходной скорости с рабочих лопаток.

Задача 3.27. В активной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 3,5$ МПа и температурой $t_0 = 410^\circ \text{C}$ расширяется до $p_1 = 2,2$ МПа. Определить потери тепловой энергии в соплах и на лопатках, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,95$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,87$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 15^\circ$, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопл $u/c_1 = 0,43$.

Ответ: $h_c = 13,1$ кДж/кг; $h_{л} = 10,4$ кДж/кг.

Задача 3.28. В реактивной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 1,6$ МПа и температурой $t_0 = 300^\circ \text{C}$ расширяется до $p_2 = 1$ МПа. Определить потери тепловой энергии в соплах и на лопатках, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,94$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,89$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 16^\circ$, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопл $u/c_1 = 0,44$ и степень реактивности ступени $\rho = 0,5$.

Ответ: $h_c = 6,4$ кДж/кг; $h_{л} = 4,4$ кДж/кг.

Задача 3.29. Определить потери тепловой энергии с выходной абсолютной скоростью в активной ступени, если действительная скорость истечения пара из сопл $c_1 = 375$ м/с, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,87$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 13^\circ$, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопл $u/c_1 = 0,45$ и угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = 23^\circ 15'$.

Ответ: $h_b = 2,6$ кДж/кг.

Задача 3.30. Определить потери тепловой энергии в соплах, на лопатках и с выходной абсолютной скоростью в активной ступени, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,97$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,86$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 14^\circ$, средний диаметр ступени $d = 0,8$ м; частота вращения вала турбины $n = 3600$ об/мин, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопл $u/c_1 = 0,44$ и угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = 22^\circ$.

Решение: Окружную скорость на середине лопатки определяем по формуле (3.4):

$$u = \pi d n / 60 = 3,14 \cdot 0,8 \cdot 3600 / 60 = 151 \text{ м/с.}$$

Действительную скорость истечения пара из сопл — из соотношения $u/c_1 = 0,44$:

$$c_1 = u / 0,44 = 151 / 0,44 = 343 \text{ м/с.}$$

Потери тепловой энергии в соплах — по (3.12):

$$h_c = (1/\varphi^2 - 1)c_1^2/2000 = (1/0,97^2 - 1)343^2/2000 = 3,7 \text{ кДж/кг.}$$

Относительную скорость входа пара на лопатки — по формуле (3.5):

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1} = \\ = \sqrt{343^2 + 151^2 - 2 \cdot 343 \cdot 151 \cdot 0,97} = 200 \text{ м/с.}$$

Потери тепловой энергии на лопатках — по (3.13):

$$h_{\text{л}} = (1 - \psi^2) w_1^2 / 2000 = (1 - 0,86^2) \cdot 200^2 / 2000 = 5,2 \text{ кДж/кг.}$$

Относительную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками — по формуле (3.6):

$$w_2 = \psi w_1 = 0,86 \cdot 200 = 172 \text{ м/с.}$$

Абсолютную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками — по формуле (3.8):

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2} = \\ = \sqrt{172^2 + 151^2 - 2 \cdot 172 \cdot 151 \cdot 0,927} = 65 \text{ м/с.}$$

Потери тепловой энергии с выходной абсолютной скоростью — по формуле (3.15):

$$h_{\text{в}} = c_2^2 / 2000 = 65^2 / 2000 = 2,1 \text{ кДж/кг.}$$

Задача 3.31. Определить потери тепловой энергии в соплах, на лопатках и с выходной абсолютной скоростью в реактивной ступени, если энтальпия пара на входе в сопло $i_0 = 3400$ кДж/кг, энтальпия пара на выходе из сопла $i_1 = 3250$ кДж/кг, скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,96$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,9$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 15^\circ$, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопла $u/c_1 = 0,49$, угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = 24^\circ$ и степень реактивности ступени $\rho = 0,48$.

Ответ: $h_0 = 6,1$ кДж/кг; $h_{\text{л}} = 4,2$ кДж/кг; $h_{\text{в}} = 27,6$ кДж/кг.

Задача 3.32. Определить относительный к. п. д. на лопатках в активной ступени, если располагаемый теплорепад в ступени $h_0 = 160$ кДж/кг, скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,96$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,88$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 16^\circ$, окружная скорость на середине лопатки $u = 188$ м/с и угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = \beta_1 - 1^\circ 20'$.

Ответ: $\eta_{0\text{л}} = 0,746$.

Задача 3.33. Определить относительный к. п. д. на лопатках в реактивной ступени, если располагаемый теплорепад в ступени $h_0 = 130$ кДж/кг, скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,96$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,91$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 13^\circ$, отношение

окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопла $u/c_1 = 0,5$, угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = 20^\circ$ и степень реактивности ступени $\rho = 0,42$.

Решение: Действительную скорость истечения пара из сопла определяем по формуле (3.2):

$$c_1 = 44,7 \varphi \sqrt{h_0 (1 - \rho)} = \\ = 44,7 \cdot 0,96 \sqrt{130 (1 - 0,42)} = 373 \text{ м/с.}$$

Потери тепловой энергии в соплах — по (3.12):

$$h_{\text{с}} = (1/\varphi^2 - 1) c_1^2 / 2000 = (1/0,96^2 - 1) 373^2 / 2000 = 6 \text{ кДж/кг.}$$

Окружную скорость на середине лопатки — из соотношения $u/c_1 = 0,5$:

$$u = 0,5 c_1 = 0,5 \cdot 373 = 186,5 \text{ м/с.}$$

Относительную скорость входа пара на лопатки — по формуле (3.5):

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha} = \\ = \sqrt{373^2 + 186,5^2 - 2 \cdot 373 \cdot 186,5 \cdot 0,974} = 196 \text{ м/с.}$$

Относительную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками — по формуле (3.7):

$$w_2 = 44,7 \psi \sqrt{\rho h_0 + (w_1/44,7)^2} = \\ = 44,7 \cdot 0,91 \sqrt{0,42 \cdot 130 + (196/44,7)^2} = 349 \text{ м/с.}$$

Потери тепловой энергии на лопатках — по формуле (3.14):

$$h_{\text{л}} = (1/\psi^2 - 1) w_2^2 / 2000 = (1/0,91^2 - 1) 349^2 / 2000 = 12,6 \text{ кДж/кг.}$$

Абсолютную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками — по формуле (3.8):

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2} = \\ = \sqrt{349^2 + 186,5^2 - 2 \cdot 349 \cdot 186,5 \cdot 0,94} = 185 \text{ м/с.}$$

Потери тепловой энергии с выходной абсолютной скоростью по формуле (3.15):

$$h_{\text{в}} = c_2^2 / 2000 = 185^2 / 2000 = 17,1 \text{ кДж/кг.}$$

Относительный к. п. д. на лопатках — по формуле (3.18):
 $\eta_{0..л} = (h_0 - h_c - h_{л} - h_{в})/h_0 = (130 - 6,0 - 12,6 - 17,1)/130 = 0,725$.

Задача 3.34. В активной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 3,5$ МПа и температурой $t_0 = 450^\circ\text{C}$ расширяется до $p_1 = 2$ МПа. Определить относительный к. п. д. на лопатках, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,95$, скоростной коэффициент лопатки $\psi = 0,9$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 14^\circ$, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопла $u/c_1 = 0,44$ и угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = \beta_1 - 2^\circ$.

Ответ: $\eta_{0..л} = 0,803$.

Задача 3.35. Определить, на сколько уменьшится относительный к. п. д. на лопатках активной ступени при снижении отношения окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара u/c_1 с 0,45 до 0,4, если известный скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,95$, скоростной коэффициент лопатки $\psi = 0,87$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 13^\circ$ и угол входа пара на рабочую лопатку $\beta_1 = \beta_2 + 1^\circ$.

Решение: Угол входа пара на рабочую лопатку при $u/c_1 = 0,45$ определяем по формуле (3.9):

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \sin \alpha_1 / (\cos \alpha_1 - u/c_1) = 0,225 / (0,974 - 0,45) = 0,429; \quad \beta_1 = 23^\circ 12'.$$

Угол выхода пара из рабочей лопатки при $u/c_1 = 0,45$
 $\beta_2 = \beta_1 - 1^\circ = 23^\circ 12' - 1^\circ = 22^\circ 12'.$

Угол входа пара на рабочую лопатку при $u/c_1 = 0,4$ — по формуле (3.9):

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \sin \alpha_1 / (\cos \alpha_1 - u/c_1) = 0,225 / (0,974 - 0,4) = 0,392; \quad \beta_1 = 21^\circ 24'.$$

Угол выхода пара из рабочей лопатки при $u/c_1 = 0,4$
 $\beta_2 = \beta_1 - 1^\circ = 21^\circ 24' - 1^\circ = 20^\circ 24'.$

Относительный к. п. д. на лопатках определим по формуле (3.19):

$$\begin{aligned} &\text{при } u/c_1 = 0,45 \\ &\eta_{0..л1} = 2\varphi^2 (u/c_1) (1 + \psi \cos \beta_2 / \cos \beta_1) (\cos \alpha_1 - u/c_1) = \\ &= 2 \cdot 0,95^2 \cdot 0,45 (1 + 0,87 \cdot 0,9259 / 0,9191) (0,974 - 0,45) = \\ &= 0,798; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\text{при } u/c_1 = 0,4 \\ &\eta_{0..л2} = 2\varphi^2 (u/c_1) (1 + \psi \cos \beta_2 / \cos \beta_1) (\cos \alpha_1 - u/c_1) = \\ &= 2 \cdot 0,95^2 \cdot 0,4 (1 + 0,87 \cdot 0,9373 / 0,9311) (0,974 - 0,4) = 0,777. \end{aligned}$$

Определим уменьшение относительного к. п. д. на лопатках:

$$[(\eta_{0..л1} - \eta_{0..л2}) / \eta_{0..л1}] 100 = [(0,798 - 0,777) / 0,798] \times 100 = 2,6 \%$$

Задача 3.36. Определить потери тепловой энергии на трение, вентиляцию и утечки в активной ступени, если располагаемый теплоперепад в ступени $h_0 = 100$ кДж/кг, давление $p = 1$ МПа и температура $t = 300^\circ\text{C}$ пара в камере, где вращается диск, средний диаметр ступени $d = 1,1$ м, частота вращения вала турбины $n = 50$ об/с, выходная высота рабочих лопаток $l_2 = 0,03$ м, степень парциальности впуска пара $\varepsilon = 0,4$, коэффициент $\lambda = 1,1$, расход пара $M = 25$ кг/с и расход пара на утечки $M_{ут} = 0,8$ кг/с.

Ответ: $h_{т.в} = 2,8$ кДж/кг; $h_{ут} = 3,2$ кДж/кг.

Задача 3.37. Определить относительный внутренний к. п. д. реактивной ступени, если располагаемый теплоперепад в ступени $h_0 = 100$ кДж/кг, скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,94$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,88$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 18^\circ$, средний диаметр ступени $d = 0,95$ м, частота вращения вала турбины $n = 3600$ об/мин, угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = 20^\circ 20'$, степень реактивности ступени $\rho = 0,45$, расход пара $M = 22$ кг/с и расход пара на утечки $M_{ут} = 0,4$ кг/с. Потерями теплоты на трение и вентиляцию пренебречь.

Ответ: $\eta_{oi}^r = 0,7$.

Задача 3.38. Определить относительный внутренний к. п. д. активной ступени, если располагаемый теплоперепад в ступени $h_0 = 80$ кДж/кг, скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,95$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,88$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 14^\circ$, угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = 23^\circ$, средний диаметр ступени $d = 1,1$ м, частота вращения вала турбины $n = 3000$ об/мин, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопла $u/c_1 = 0,455$, выходная высота рабочих лопаток $l_2 = 0,03$ м, степень парциальности впуска пара $\varepsilon = 0,4$, коэффициент $\lambda = 1,2$, расход пара $M = 30$ кг/с, расход пара на утечки $M_{ут} = 1$ кг/с и параметры пара в камере, где вращается рабочее колесо: давление $p = 1,1$ МПа, температура $t = 320^\circ\text{C}$.

Решение: Окружную скорость на середине лопатки определяем по формуле (3.4):

$$u = \pi d n / 60 = 3,14 \cdot 1,1 \cdot 3000 / 60 = 173 \text{ м/с.}$$

Действительную скорость истечения пара из сопл — из соотношения $u/c_1 = 0,455$:

$$c_1 = u/0,455 = 173/0,455 = 380 \text{ м/с.}$$

Потери тепловой энергии в соплах — по (3.12):

$$h_c = (1/\varphi^2 - 1)c_1^2/2000 = (1/0,95^2 - 1)380^2/2000 = 7,8 \text{ кДж/кг.}$$

Относительную скорость входа пара на лопатки — по формуле (3.5):

$$\begin{aligned} \omega_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1} = \\ &= \sqrt{380^2 + 173^2 - 2 \cdot 380 \cdot 173 \cdot 0,97} = 216 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Потери тепловой энергии на лопатках — по (3.13):

$$h_{\text{л}} = (1 - \psi^2)\omega_1^2/2000 = (1 - 0,88^2)216^2/2000 = 5,3 \text{ кДж/кг.}$$

Относительную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками — по формуле (3.6):

$$\omega_2 = \psi \omega_1 = 0,88 \cdot 216 = 190 \text{ м/с.}$$

Абсолютную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками — по формуле (3.8):

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{\omega_2^2 + u^2 - 2\omega_2 u \cos \beta_2} = \\ &= \sqrt{190^2 + 173^2 - 2 \cdot 190 \cdot 173 \cdot 0,92} = 74 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Потери тепловой энергии с выходной абсолютной скоростью — по формуле (3.15):

$$h_{\text{в}} = c_2^2/2000 = 74^2/2000 = 2,7 \text{ кДж/кг.}$$

Удельный объем пара в камере ступени при $p = 1,1 \text{ МПа}$ и $t = 320^\circ\text{C}$ определяем по is -диаграмме; $v = 0,25 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Потери тепловой энергии на трение и вентиляцию при вращении диска турбины в паре — по формуле (3.16):

$$\begin{aligned} h_{\text{т.в}} &= \lambda [1,07d^2 + 0,61z (1 - \varepsilon)d^{1,5}] (1/v) (u^3/10^6) \times \\ &\times (1/M) = 1,2 [1,07 \cdot 1,1^2 + 0,61 \cdot 1 (1 - 0,4)1,1 \cdot 3^{1,5}] (1/0,25) \times \\ &\times (173^3/10^6) (1/30) = 2,7 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Потери тепловой энергии от утечек через зазоры в уплотнениях и в обход сопл и лопаток — по (3.17):

$$h_{\text{ут}} = M_{\text{ут}} h_0 / M = 1 \cdot 80/30 = 2,7 \text{ кДж/кг.}$$

Относительный внутренний к. п. д. ступени находим по формуле (3.21):

$$\begin{aligned} \eta_{oi}^{\text{ст}} &= (h_0 - h_c - h_{\text{л}} - h_{\text{в}} - h_{\text{т.в}} - h_{\text{ут}})/h_0 = (80 - \\ &- 7,8 - 5,3 - 2,7 - 2,7 - 2,7)/80 = 0,735. \end{aligned}$$

Задача 3.39. Определить относительный внутренний к. п. д. активной ступени, если располагаемый теплоспад в ступени $h_0 = 100 \text{ кДж/кг}$, скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,95$, скоростной коэффициент лопатки $\psi = 0,87$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 13^\circ$, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара $u/c_1 = 0,5$, угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = \beta_1 - 1^\circ$, потери тепловой энергии на трение и вентиляцию $h_{\text{т.в}} = 1,3 \text{ кДж/кг}$, расход пара $M = 30 \text{ кг/с}$ и расход пара на утечки $M_{\text{ут}} = 0,36 \text{ кг/с}$.

Решение: Угол входа пара на рабочую лопатку определяем по формуле (3.9):

$$\begin{aligned} \lg \beta_1 &= \sin \alpha_1 / (\cos \alpha_1 - u/c_1) = 0,225 / (0,974 - 0,5) = \\ &= 0,475; \beta_1 = 25^\circ 24'. \end{aligned}$$

Угол выхода пара из рабочей лопатки

$$\beta_2 = \beta_1 - 1^\circ = 25^\circ 24' - 1^\circ = 24^\circ 24'.$$

Относительные потери тепловой энергии на трение и вентиляцию

$$\zeta_{\text{т.в}} = h_{\text{т.в}}/h_0 = 1,3/100 = 0,013.$$

Потери тепловой энергии от утечек через зазоры в уплотнениях и в обход сопл и лопаток находим по формуле (3.17):

$$h_{\text{ут}} = M_{\text{ут}} h_0 / M = 0,36 \cdot 100/30 = 1,2 \text{ кДж/кг.}$$

Относительные потери тепловой энергии от утечек

$$\zeta_{\text{ут}} = h_{\text{ут}}/h_0 = 1,2/100 = 0,012.$$

Относительный внутренний к. п. д. определяем по формуле (3.22):

$$\begin{aligned} \eta_{oi}^{\text{ст}} &= 2\varphi^2 (u/c_1) (1 + \psi \cos \beta_2 / \cos \beta_1) (\cos \alpha_1 - u/c_1) - \\ &- \zeta_{\text{т.в}} - \zeta_{\text{ут}} = 2 \cdot 0,95^2 \cdot 0,5 (1 + 0,87 \cdot 0,9107/0,9033) \times \\ &\times (0,974 - 0,5) - 0,013 - 0,012 = 0,7. \end{aligned}$$

Задача 3.40. Определить относительный внутренний к. п. д. реактивной ступени со степенью реактивности $\rho = 0,5$, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,94$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 14^\circ$, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара $u/c_1 = 0,43$, относительные потери тепловой энергии на трение и вентиляцию $\zeta_{\text{т.в}} = 0,03$ и относительные потери тепловой энергии от утечек $\zeta_{\text{ут}} = 0,025$.

$$\text{Ответ: } \eta_{oi}^{\text{ст}} = 0,776.$$

Задача 3.41. В промежуточной активной ступени пар с начальным давлением $p_0 = 2,4$ МПа и температурой $t_0 = 360^\circ\text{C}$ расширяется до $p_1 = 1,4$ МПа. Определить относительный внутренний к. п. д. ступени, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,96$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,9$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 16^\circ$, окружная скорость на середине лопатки $u = 245$ м/с, угол

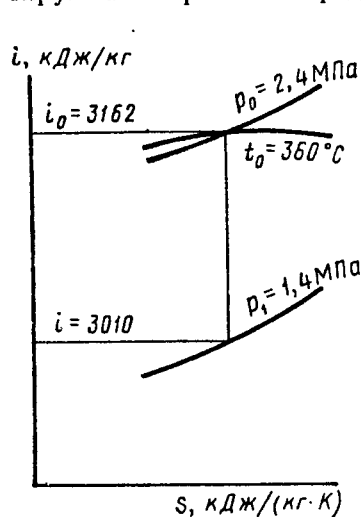


Рис. 3.8

выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = 18^\circ 48'$, тепловая энергия от выходной скорости предыдущей ступени $h_{\text{в}}^{\text{пр}} = 8$ кДж/кг, коэффициент использования энергии выходной скорости $\mu = 1$, потери тепловой энергии на трение и вентиляцию $h_{\text{т.в}} = 2,6$ кДж/кг и потери тепловой энергии от утечек $h_{\text{ут}} = 2,4$ кДж/кг.

Решение: Находим на h -диаграмме (рис. 3.8) начальную энтальпию пара $h_0 = 3162$ кДж/кг и энтальпию пара в конце адиабатного расширения $h_1 = 3010$ кДж/кг.

Действительную скорость истечения пара из сопла определяем по формуле (3.2):

$$c_1 = 44,7\varphi \sqrt{(h_0 - h_1) + h_{\text{в}}^{\text{пр}}} = 44,7 \cdot 0,96 \sqrt{(3162 - 3010) + 8} = 543 \text{ м/с.}$$

Потери тепловой энергии в соплах — по (3.12):

$$h_c = (1/\varphi_2^2 - 1)c_1^2/2000 = (1/0,96^2 - 1)543^2/2000 = 12,5 \text{ кДж/кг.}$$

Относительную скорость входа пара на лопатки — по формуле (3.5):

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1} = \sqrt{543^2 + 245^2 - 2 \cdot 543 \cdot 245 \cdot 0,961} = 315 \text{ м/с.}$$

Потери тепловой энергии на лопатках — по формуле (3.13):

$$h_{\text{л}} = (1 - \psi^2)w_1^2/2000 = (1 - 0,9^2)315^2/2000 = 9,4 \text{ кДж/кг.}$$

Относительную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками — по формуле (3.6):

$$w_2 = \psi w_1 = 0,9 \cdot 315 = 283,5 \text{ м/с.}$$

Абсолютную скорость выхода пара из каналов между рабочими лопатками — по формуле (3.7):

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2} = \sqrt{283,5^2 + 245^2 - 2 \cdot 283,5 \cdot 245 \cdot 0,95} = 93 \text{ м/с.}$$

Потери тепловой энергии с выходной абсолютной скоростью — по формуле (3.15):

$$h_{\text{в}} = c_2^2/2000 = 93^2/2000 = 4,3 \text{ кДж/кг.}$$

Относительный внутренний к. п. д. ступени находим по формуле (3.24):

$$\eta_{\text{от}}^{\text{ст}} = [\mu h_{\text{в}}^{\text{пр}} + h_0 - (h_c + h_{\text{л}} + h_{\text{в}} + h_{\text{т.в}} + h_{\text{ут}})]/(\mu h_{\text{в}}^{\text{пр}} + h_0) = [1 \cdot 8 + 152 - (12,5 + 9,4 + 4,3 + 2,6 + 2,4)]/(1 \cdot 8 + 152) = 0,805.$$

§ 3.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ СОПЛ И РАБОЧИХ ЛОПАТОК

Размеры сопел. Площадь (м^2) выходного сечения расширяющего сопла определяется по формуле

$$f_1 = Mv_1/(\mu_1 c_1), \quad (3.25)$$

где M — расход пара через сопло, кг/с; v_1 — удельный объем пара в рассчитываемом сечении, $\text{м}^3/\text{кг}$; $\mu_1 = 0,92 \dots 0,97$ — коэффициент расхода сопла.

Площадь (м^2) минимального сечения расширяющегося сопла.

$$f_{\text{min}} = Mv_{\text{кр}}/(\mu_1 c_{\text{кр}}), \quad (3.26)$$

где $v_{\text{кр}}$ — удельный объем пара в минимальном сечении сопла при критическом давлении $p_{\text{кр}}$; $c_{\text{кр}}$ — критическая скорость истечения пара из сопла, м/с, определяется по формуле (3.1) или (3.2) при подстановке в них вместо i величины $i_{\text{кр}}$.

Критическое давление (Па) пара при истечении его из сопла определяется по формуле

$$p_{\text{кр}} = \beta_{\text{кр}} p_0, \quad (3.27)$$

где $\beta_{кр}$ — критическое отношение давлений; для перегретого пара $\beta_{кр} = 0,546$, а для сухого насыщенного пара $\beta_{кр} = 0,577$; p_0 — давление пара перед соплом, Па.

Площадь выходного сечения суживающегося сопла до критического режима истечения находится по формуле (3.25), а для критического режима истечения — по формуле (3.26).

Размеры рабочих лопаток. Площадь (m^2) выходного сечения рабочих лопаток определяется по формуле

$$f_2 = Mv_2 / (\mu_2 \omega_2), \quad (3.28)$$

где v_2 — удельный объем пара на выходе из рабочих лопаток, m^3/kg ; $\mu_2 = 0,92 \dots 0,97$ — коэффициент расхода для рабочей лопатки.

Выходная высота (м) рабочих лопаток находится по формуле

$$l_2 = f_2 / (\pi d e \sin \beta_2). \quad (3.29)$$

Задача 3.42. В активной ступени перегретый пар с начальным давлением $p_0 = 1,2$ МПа и температурой $t_0 = 300^\circ C$ расширяется до $p_1 = 0,7$ МПа. Определить площадь выходного сечения суживающегося сопла, если скоростной коэффициент сопла $\phi = 0,96$, расход пара через сопло $M = 2$ кг/с и коэффициент расхода сопла $\mu_1 = 0,95$.

Ответ: $f_1 = 1,38 \cdot 10^{-3} m^2$.

Задача 3.43. В реактивной ступени перегретый пар с начальным давлением $p_0 = 2$ МПа и температурой $t_0 = 350^\circ C$ расширяется до $p_2 = 1,4$ МПа. Определить площадь выходного сечения суживающегося сопла, если скоростной коэффициент сопла $\phi = 0,95$, расход пара через сопло $M = 1,2$ кг/с, коэффициент расхода сопла $\mu_1 = 0,95$ и степень реактивности ступени $\rho = 0,5$.

Ответ: $f_1 = 0,73 \cdot 10^{-3} m^2$.

Задача 3.44. В активной ступени перегретый пар с начальным давлением $p_0 = 3,5$ МПа и температурой $t_0 = 435^\circ C$ расширяется до $p_1 = 1,2$ МПа. Определить площадь выходного сечения суживающегося сопла, если скоростной коэффициент сопла $\phi = 0,95$; расход пара через сопло $M = 2,1$ кг/с и коэффициент расхода сопла $\mu_1 = 0,96$.

Решение: Критическое давление пара при истечении его из сопла определяем по формуле (3.27):

$$p_{кр} = \beta_{кр} p_0 = 0,546 \cdot 3,5 = 1,92 \text{ МПа.}$$

Так как давление p_1 меньше $p_{кр}$, то в выходном сечении сопла установится критическое давление и расширение

пара в сопле будет происходить от давления p_0 до давления $p_{кр}$.

Находим на i -диаграмме (рис. 3.9) начальную энтальпию пара $i_0 = 3304$ кДж/кг и энтальпию пара в конце адиабатного расширения $i_{кр} = 3128$ кДж/кг.

Критическую скорость истечения пара из сопел находим по формуле (3.2):

$$c_{кр} = 44,7 \phi \sqrt{i_0 - i_{кр}} = 44,7 \cdot 0,95 \sqrt{3304 - 3128} = 564 \text{ м/с.}$$

Удельный объем пара на выходе из сопла при критическом давлении определяем по i -диаграмме (рис. 3.9):

$$v_{кр} = 0,14 m^3/kg.$$

Площадь выходного сечения суживающегося сопла находим по формуле (3.26):

$$f_1 = Mv_{кр} / (\mu_1 c_{кр}) = 2,1 \cdot 0,14 / (0,96 \cdot 564) = 0,54 \cdot 10^{-3} m^2.$$

Задача 3.45. В активной ступени перегретый пар с начальным давлением $p_0 = 1$ МПа и температурой $t_0 = 320^\circ C$ расширяется до $p_1 = 0,3$ МПа. Определить площадь выходного и минимального сечений расширяющегося сопла, если скоростной коэффициент сопла $\phi = 0,97$, расход пара через сопло $M = 1,2$ кг/с и коэффициент расхода сопла $\mu_1 = 0,97$.

Ответ: $f_1 = 1,18 \cdot 10^{-3} m^2$; $f_{min} = 0,98 \cdot 10^{-3} m^2$.

Задача 3.46. В реактивной ступени перегретый пар с начальным давлением $p_0 = 1,4$ МПа и температурой $t_0 = 350^\circ C$ расширяется до $p_2 = 0,35$ МПа. Определить площадь выходного и минимального сечений расширяющегося сопла, если скоростной коэффициент сопла $\phi = 0,96$, расход пара через сопло $M = 1,8$ кг/с, коэффициент расхода сопла $\mu_1 = 0,96$ и степень реактивности ступени $\rho = 0,5$.

Решение: Критическое давление пара при истечении его из сопла определяем по формуле (3.14)

$$p_{кр} = \beta_{кр} p_0 = 0,546 \cdot 1,4 = 0,76 \text{ МПа.}$$

Находим на i -диаграмме (рис. 3.10) энтальпии пара $i_0 = 3150$ кДж/кг, $i_{кр} = 2985$ кДж/кг, $i_1 = 2810$ кДж/кг и удельные объемы пара $v_{кр} = 0,324 m^3/kg$; $v_1 = 0,593 m^3/kg$.

Действительную скорость истечения пара из сопел определяем по формуле (3.2):

$$c_1 = 44,7 \phi \sqrt{(i_0 - i_1) (1 - \rho)} = 44,7 \cdot 0,96 \sqrt{(3150 - 2810) (1 - 0,5)} = 560 \text{ м/с.}$$

Площадь выходного сечения расширяющегося сопла — по формуле (3.25):

$$f_1 = M v_1 / (\mu_1 c_1) = 1,8 \cdot 0,593 / (0,96 \cdot 560) = 1,99 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Критическую скорость истечения пара из сопл — по формуле (3.2):

$$c_{кр} = 44,7 \varphi \sqrt{(i_0 - i_{кр}) / (1 - \rho)} = \\ = 44,7 \cdot 0,96 \sqrt{(3150 - 2985) / (1 - 0,5)} = 389 \text{ м/с}.$$

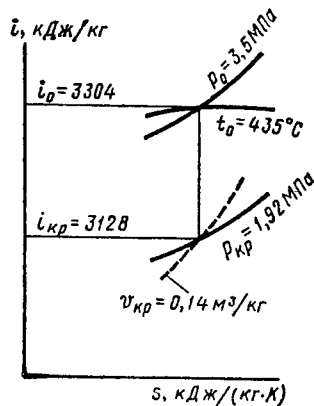


Рис. 3.9

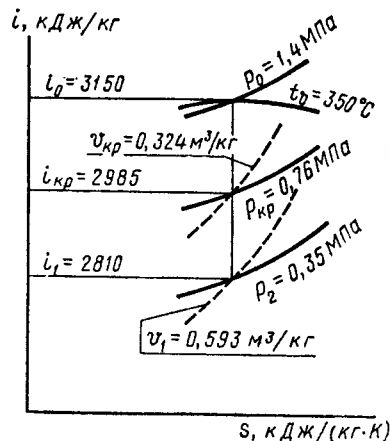


Рис. 3.10

Площадь минимального сечения расширяющегося сопла — по формуле (3.26):

$$f_{min} = M v_{кр} / (\mu_1 c_{кр}) = 1,8 \cdot 0,324 / (0,96 \cdot 389) = 1,56 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Задача 3.47. Определить площадь выходного сечения и выходную высоту рабочих лопаток активной ступени, если параметры пара перед ступенью $p_0 = 2$ МПа и $t_0 = 350^\circ\text{C}$, давление пара за ступенью $p_2 = 1,5$ МПа, скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,95$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,87$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 13^\circ$, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопл $u/c_1 = 0,45$, угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = 22^\circ$, удельный объем пара на выходе из рабочих лопаток $v_2 = 0,143 \text{ м}^3/\text{кг}$, средний диаметр ступени $d = 1$ м, расход пара $M = 30 \text{ кг/с}$, коэффициент расхода для ра-

бочей лопатки $\mu_2 = 0,95$, и степень парциальности впуска пара $\epsilon = 0,4$.

Ответ: $f_2 = 2,428 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$; $l_2 = 5,11 \cdot 10^{-2} \text{ м}$.

Задача 3.48. Определить площадь выходного сечения и выходную высоту рабочих лопаток реактивной ступени, если параметры пара перед ступенью $p_0 = 2$ МПа и $t_0 = 390^\circ\text{C}$, давление пара за ступенью $p_2 = 1,5$ МПа, скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,95$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,87$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 13^\circ$, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопл $u/c_1 = 0,5$, угол выхода пара из рабочей лопатки $\beta_2 = 20^\circ$, средний диаметр ступени $d = 0,85$ м, степень реактивности $\rho = 0,5$, расход пара $M = 24 \text{ кг/с}$, коэффициент расхода для рабочей лопатки $\mu_2 = 0,96$ и степень парциальности впуска пара $\epsilon = 0,4$.

Решение: Найдим на i - s диаграмме (рис. 3.11) энтальпию пара перед ступенью $i_0 = 3230 \text{ кДж/кг}$ и энтальпию пара за ступенью в случае адиабатного расширения $i_2 = 3150 \text{ кДж/кг}$.

Действительную скорость истечения пара из сопл определяем по формуле (3.2):

$$c_1 = 44,7 \varphi \sqrt{(i_0 - i_2) / (1 - \rho)} = \\ = 44,7 \cdot 0,95 \sqrt{(3230 - 3150) / (1 - 0,5)} = 268 \text{ м/с}.$$

Потери тепловой энергии в соплах находим по формуле (3.12):

$$h_c = (1/\varphi^2 - 1)c_1^2/2000 = (1/0,95^2 - 1)268^2/2000 = 3,9 \text{ кДж/кг}.$$

Окружную скорость на середине лопатки — из соотношения $u/c_1 = 0,5$:

$$u = 0,5c_1 = 0,5 \cdot 268 = 134 \text{ м/с}.$$

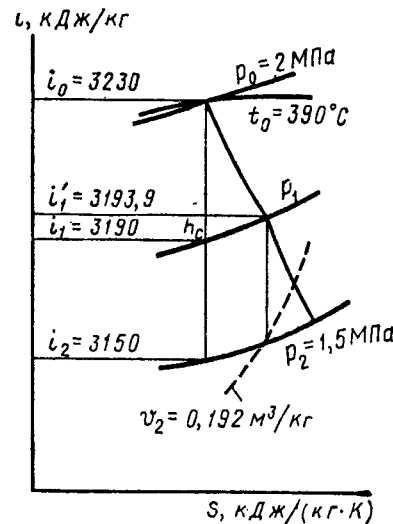


Рис. 3.11

Относительную скорость входа пара на лопатки — по формуле (3.5):

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1} = \\ = \sqrt{268^2 + 134^2 - 2 \cdot 268 \cdot 134 \cdot 0,974} = 99 \text{ м/с.}$$

Относительную скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками — по формуле (3.7):

$$w_2 = 44,7 \psi \sqrt{\rho h_0 + (w_1/44,7)^2} = \\ = 44,7 \cdot 0,87 \sqrt{0,5 \cdot 80 + (99/44,7)^2} = 259 \text{ м/с.}$$

Строим процесс в *is*-диаграмме (рис. 3.11) и находим удельный объем пара на выходе из лопаток $v_2 = 0,192 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Площадь выходного сечения рабочих лопаток определяем по формуле (3.28):

$$f_2 = Mv_2 / (\mu_2 w_2) = 24 \cdot 0,192 / (0,96 \cdot 259) = 1,853 \times \\ \times 10^{-2} \text{ м}^2.$$

Выходную высоту рабочих лопаток — по формуле (3.29):

$$l_2 = f_2 / (\pi d e \sin \beta_2) = 1,853 \cdot 10^{-2} / (3,14 \cdot 0,85 \cdot 0,4 \times \\ \times 0,342) = 5 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

§ 3.4. КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ, МОЩНОСТИ И РАСХОД ПАРА ТУРБИНЫ

К.п.д. турбины. Потери тепловой энергии внутри паровой турбины оцениваются относительным внутренним к. п. д. турбины, который представляет собой отношение использованного теплоперепада H_i к располагаемому теплоперепаду в турбине H_0 , т. е.

$$\eta_{oi} = H_i / H_0 = (i_0 - i_k) / (i_0 - i_{k.a}), \quad (3.30)$$

где i_0 — энтальпия пара при начальных параметрах пара, кДж/кг; $i_{k.a}$ — энтальпия пара при адиабатном расширении пара от начального его состояния до конечного, кДж/кг; i_k — энтальпия пара при конечных параметрах пара, кДж/кг.

Значения относительного внутреннего к. п. д. паровых турбин находятся в пределах 0,7 ... 0,88.

Потери теплоты на трение в подшипниках и на привод вспомогательных механизмов (механические потери) оцениваются механическим к. п. д. η_m , который представляет

собой отношение эффективной мощности N_e к внутренней N_i , т. е.

$$\eta_m = N_e / N_i. \quad (3.31)$$

Значения механического к. п. д. турбин находятся в пределах 0,97 ... 0,99.

Потери теплоты внутри турбины и механические потери оцениваются относительным эффективным к. п. д. турбины, который равен произведению относительного внутреннего к. п. д. турбины на механический к. п. д., т. е.

$$\eta_{o.e} = \eta_{oi} \eta_m. \quad (3.32)$$

Значения $\eta_{o.e}$ турбин в зависимости от их мощности находятся в пределах 0,68 ... 0,87.

Если паровая турбина непосредственно присоединена к электрическому генератору, то электрическая мощность будет меньше эффективной вследствие потерь в генераторе, которые оцениваются к. п. д. генератора η_r .

К. п. д. электрического генератора представляет собой отношение электрической мощности N_g к эффективной N_e т. е.

$$\eta_r = N_g / N_e. \quad (3.33)$$

Значения к. п. д. генератора находятся в пределах 0,96 ... 0,99.

Относительный электрический к. п. д. турбогенератора

$$\eta_{o.e} = \eta_{o.e} \eta_r = \eta_{oi} \eta_m \eta_r. \quad (3.34)$$

Коэффициент возврата теплоты турбины. Коэффициент возврата теплоты α характеризует относительное увеличение располагаемого теплоперепада за счет частичного возврата тепловых потерь и определяется по формуле

$$\alpha = (\Sigma h_0 / H_0) - 1, \quad (3.35)$$

где Σh_0 — сумма располагаемых во всех ступенях турбины теплоперепадов, кДж/кг.

Коэффициент возврата теплоты турбины при равенстве относительных внутренних к. п. д. отдельных ступеней находится по формуле

$$\alpha = (\eta_{oi} / \eta_{oi}^{ст}) - 1. \quad (3.36)$$

Значения коэффициента возврата теплоты турбины в зависимости от числа ступеней находятся в пределах 0,04 ... 0,06.

Характеристический коэффициент турбины. Характеристический коэффициент турбины Y [$\text{кг} \cdot \text{м}^2 / (\text{кДж} \cdot \text{с}^2)$], подобно отношению u/c_1 для ступеней, характеризует экономичность турбины в целом и определяется по формуле

$$Y = \Sigma u^2 / [(1 + \alpha)H_0] = zu_{cp}^2 / [(1 + \alpha)H_0], \quad (3.37)$$

где z — количество ступеней турбины; u_{cp} — средняя окружная скорость на середине лопатки, м/с.

Мощности турбины. Эффективной мощностью N_e (кВт) называют мощность, снимаемую с вала или соединительной муфты турбины:

$$N_e = DH_0\eta_{oe}. \quad (3.38)$$

Эффективная мощность N_e меньше внутренней (индикаторной) мощности N_i на величину мощности механических потерь N_m , т. е.

$$N_e = N_i - N_m. \quad (3.39)$$

Внутренняя (индикаторная) мощность N_i (кВт) находится из формулы (3.31).

Электрическая мощность N_g (кВт) определяется из формулы (3.33).

Расход пара турбины. Экономичность паровой турбины оценивается как к. п. д., так и удельным расходом пара.

Удельный эффективный расход пара [$\text{кг} / (\text{кВт} \cdot \text{ч})$] представляет собой отношение секундного расхода пара D к эффективной мощности N_e , т. е.

$$d_e = D/N_e = 3600 / (\eta_{oe} H_0). \quad (3.40)$$

Удельный эффективный расход пара мощных конденсационных турбин при полной нагрузке составляет 3 ... 4 кг / ($\text{кВт} \cdot \text{ч}$).

Расход пара (кг/с) на турбину с отбором пара находится по формуле

$$D = N_g / [(i_0 - i_k)\eta_m\eta_r] + D_n (i_n - i_k) / (i_0 - i_k), \quad (3.41)$$

где D_n — отбор пара, кг/с; i_0 — энтальпия пара при начальных параметрах пара, кДж/кг; i_n — энтальпия пара, поступающего из отбора, кДж/кг; i_k — энтальпия пара в конденсаторе, кДж/кг.

Энтальпия пара, поступающего из отбора:

$$i_n = i_0 - (i_0 - i_{n.a})\eta'_{oi}, \quad (3.42)$$

где $i_{n.a}$ — энтальпия пара при адиабатном расширении пара от начального состояния до давления, при котором обеспечивается отбор, кДж/кг; η'_{oi} — относительный внутренний к. п. д. части высокого давления (до отбора).

Энтальпия пара в конденсаторе

$$i_k = i_n - (i_n - i_{k.a})\eta''_{oi}, \quad (3.43)$$

где $i_{k.a}$ — энтальпия пара при адиабатном расширении пара от давления отбора до давления в конденсаторе, кДж/кг; η''_{oi} — относительный внутренний к. п. д. части низкого давления (после отбора).

Давление и расход пара в ступенях турбины при переменном режиме. Изменение расхода пара через турбину вызывает перераспределение давлений и теплоперепадов в ее ступенях. Зависимость между расходом и давлением пара в ступенях турбины для скоростей пара в соплах ниже критических выражается уравнением

$$D/D_0 = \sqrt{(p_{01}^2 - p_{02}^2) / (p_0^2 - p_2^2)}, \quad (3.44)$$

где D_0 и D — расходы пара через турбину соответственно при расчетном и рассматриваемом режимах, кг/с; p_0 и p_{01} — давления пара перед соплами первой или любой ступени соответственно при расчетном и рассматриваемом режимах, Па; p_2 и p_{02} — давления пара за рабочими лопатками последней или любой ступени соответственно при расчетном и рассматриваемом режимах, Па.

Изменение давления в ступени конденсационной турбины в зависимости от расхода пара

$$p_{01} = p_0 D/D_0. \quad (3.45)$$

Изменение давления в ступени турбины с противодавлением в зависимости от расхода пара

$$p_{01} = \sqrt{(D/D_0)^2 (p_0^2 - p_2^2) + p_2^2}. \quad (3.46)$$

Задача 3.49. Определить относительный внутренний и эффективный к. п. д. турбины, если параметры пара перед турбиной $p_0 = 3,4$ МПа, $t_0 = 440$ °С, за турбиной: $p_2 = 0,4$ МПа, $t_2 = 220$ °С и механический к. п. д. турбины $\eta_m = 0,98$.

Ответ: $\eta_{oi} = 0,77$; $\eta_{o.e} = 0,755$.

Задача 3.50. Определить относительный электрический к. п. д. турбогенератора, если параметры пара перед турбиной: $p_0 = 4$ МПа, $t_0 = 390$ °С; за турбиной: $p_2 = 1$ МПа, $t_2 = 240$ °С, механический к. п. д. турбины $\eta_m = 0,97$ и к. п. д. электрического генератора $\eta_r = 0,95$.

Ответ: $\eta_{o.e} = 0,71$.

Задача 3.51. При испытании турбины были измерены параметры пара перед турбиной $p_0 = 3,5$ МПа, $t_0 = 410$ °С и за турбиной $p_2 = 1,2$ МПа и $t_2 = 290$ °С. Определить коэффициент возврата теплоты, если турбина имеет семь ступеней с одинаковыми относительными внутренними к. п. д. $\eta_{oi}^{ст} = 0,73$.

Ответ: $\alpha = 0,057$.

Задача 3.52. Для турбины с начальными параметрами пара $p_0 = 9$ МПа, $t_0 = 500$ °С и противодавлением $p_2 = 1,5$ МПа определить коэффициент возврата теплоты, если использованный теплоперепад регулирующей ступени $h_p = 102$ кДж/кг и относительный внутренний к. п. д. регулирующей ступени $\eta_{oi}^{ст} = 0,68$. Турбина имеет шесть нерегулируемых ступеней с одинаковыми располагаемыми теплоперепадами $h_0 = 62$ кДж/кг.

Ответ: $\alpha = 0,053$.

Задача 3.53. Конденсационная турбина работает с начальными параметрами пара $p_0 = 9$ МПа, $t_0 = 500$ °С и давлением пара в конденсаторе $p_k = 4 \cdot 10^3$ Па. Определить характеристический коэффициент турбины, если коэффициент возврата теплоты $\alpha = 0,05$ и средняя окружная скорость на середине лопатки $u_{ср} = 220$ м/с. Турбина имеет десять ступеней.

Ответ: $Y = 334$ кг · м² / (кДж · с²).

Задача 3.54. Турбина работает с начальными параметрами пара $p_0 = 4$ МПа, $t_0 = 440$ °С и давлением пара в конденсаторе $p_k = 4 \cdot 10^3$ Па. Определить эффективную мощность турбины, если расход пара $D = 5,2$ кг/с и относительный эффективный к. п. д. турбины $\eta_{o.e} = 0,71$.

Ответ: $N_e = 4560$ кВт.

Задача 3.55. Турбина работает с начальными параметрами пара $p_0 = 8$ МПа, $t_0 = 480$ °С и давлением пара в кон-

денсаторе $p_k = 3,5 \cdot 10^3$ Па. Определить внутреннюю (индикаторную) мощность турбины и мощность механических потерь, если расход пара $D = 5,4$ кг/с, относительный эффективный к. п. д. турбины $\eta_{o.e} = 0,73$ и механический к. п. д. турбины $\eta_m = 0,97$.

Ответ: $N_i = 5527$ кВт, $N_m = 166$ кВт.

Задача 3.56. Турбина работает с начальными параметрами пара $p_0 = 3,5$ МПа, $t_0 = 435$ °С и давлением пара в конденсаторе $p_k = 4 \cdot 10^3$ Па. Определить эффективную мощность турбины и удельный эффективный расход пара, если расход пара $D = 5$ кг/с и относительный эффективный к. п. д. турбины $\eta_{o.e} = 0,72$.

Решение: Располагаемый теплоперепад $H_0 = i_0 - i_{к.а}$ находим, пользуясь i -диаграммой (рис. 3.12). Энтальпия пара при заданных начальных параметрах p_0 и t_0 составляет $i_0 = 3315$ кДж/кг, а энтальпия пара после адиабатного расширения пара до $p_k = 4 \cdot 10^3$ Па составляет $i_{к.а} = 2095$ кДж/кг.

$H_0 = i_0 - i_{к.а} = 3315 - 2095 = 1220$ кДж/кг.

Эффективную мощность турбины определяем по формуле (3.38):

$$N_e = DH_0\eta_{o.e} = 5 \cdot 1220 \cdot 0,72 = 4392 \text{ кВт.}$$

Удельный эффективный расход пара — по формуле (3.40):

$$d_e = 3600 / (\eta_{o.e} H_0) = 3600 / (0,72 \cdot 1220) = 4,1 \text{ кг / (кВт · ч).}$$

Задача 3.57. Турбина с начальными параметрами пара $p_0 = 1,6$ МПа, $t_0 = 350$ °С и давлением пара в конденсаторе $p_k = 5 \cdot 10^3$ Па переведена на работу при давлении пара в конденсаторе $p'_k = 9 \cdot 10^3$ Па. На сколько уменьшится эффективная мощность турбины, если при одном и том же расходе пара ($D = 5,5$ кг/с) относительный эффективный к. п. д. уменьшится с $\eta_{o.e} = 0,66$ до $\eta'_{o.e} = 0,61$.

Ответ: $\Delta N_e = 489$ кВт.

Задача 3.58. Турбина, работающая с начальными параметрами пара $p_0 = 2,6$ МПа, $t_0 = 360$ °С при давлении пара в конденсаторе $p_k = 4,5 \cdot 10^3$ Па, имеет относительный

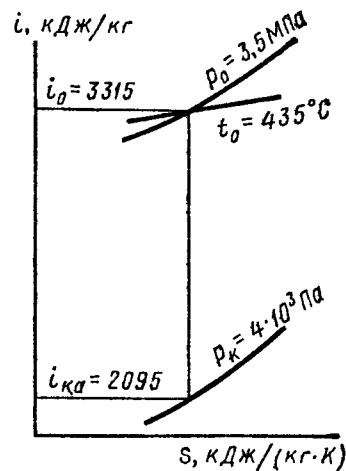


Рис. 3.12

эффективный к. п. д. $\eta_{0.e} = 0,68$. На сколько увеличится удельный эффективный расход пара, если давление в конденсаторе повысится до $p'_k = 8 \cdot 10^3$ Па, а относительный эффективный к. п. д. понизится до $\eta'_{0.e} = 0,63$.

Ответ: $\Delta d_e = 0,74$ кг/(кВт · ч).

Задача 3.59. Конденсационная турбина эффективной мощностью $N_e = 12\,000$ кВт работает при начальных параметрах пара $p_0 = 2,8$ МПа, $t_0 = 400^\circ\text{C}$ и давлении пара в конденсаторе $p_k = 4,5 \cdot 10^3$ Па. Определить удельный эффективный расход пара и относительный эффективный к. п. д. турбины, если расход пара $D = 15$ кг/с.

Ответ: $d_e = 4,5$ кг/(кВт · ч); $\eta_{0.e} = 0,708$.

Задача 3.60. Конденсационная турбина работает при начальных параметрах пара $p_0 = 3,5$ МПа, $t_0 = 435^\circ\text{C}$ и давлении пара в конденсаторе $p_k = 4 \cdot 10^3$ Па. Определить секундный и удельный расходы пара на турбину, если электрическая мощность турбогенератора $N_g = 24\,000$ кВт, относительный эффективный к. п. д. турбины $\eta_{0.e} = 0,76$ и к. п. д. электрического генератора $\eta_r = 0,96$.

Ответ: $D = 27,1$ кг/с; $d_e = 3,9$ кг/(кВт · ч).

Задача 3.61. Турбина с регулируемым производственным отбором пара, работающая при начальных параметрах пара $p_0 = 3,5$ МПа, $t_0 = 435^\circ\text{C}$ и давлении пара в конденсаторе $p_k = 4 \cdot 10^3$ Па, обеспечивает отбор пара $D_n = 5$ кг/с при давлении $p_n = 0,2$ МПа. Определить расход пара на турбину, если электрическая мощность турбогенератора $N_g = 4000$ кВт, относительный внутренний к. п. д. части высокого давления (до отбора) $\eta'_{oi} = 0,74$, относительный внутренний к. п. д. части низкого давления (после отбора) $\eta'_{oi} = 0,76$, механический к. п. д. $\eta_m = 0,98$ и к. п. д. электрического генератора $\eta_r = 0,96$.

Решение: Энтальпию пара i_0 при заданных начальных параметрах пара p и t_0 находим по is -диаграмме (рис. 3.13): $i_0 = 3315$ кДж/кг. Энтальпия пара $i_{п.а}$ и $i_{к.а}$, получаемые при адиабатном расширении от состояния p_0 , t_0 до p_n и от p_n , i_n до p_k , находим, построив процесс адиабатного расширения пара на is -диаграмме (рис. 3.13), т. е. $i_{п.а} = 2640$ кДж/кг; $i_{к.а} = 2240$ кДж/кг.

Энтальпию пара, поступающего из отбора, определяем по формуле (3.42):

$$i_n = i_0 - (i_0 - i_{п.а})\eta'_{oi} = 3315 - (3315 - 2640) \times 0,74 = 2815 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпию пара в конденсаторе — по формуле (3.43):
 $i_k = i_n - (i_n - i_{к.а})\eta'_{oi} = 2815 - (2815 - 2240) \times 0,76 = 2378 \text{ кДж/кг.}$

Расход пара на турбину — по формуле (3.41):

$$D = N_g / [(i_0 - i_k)\eta_m\eta_r] + D_n (i_n - i_k) / (i_0 - i_k) = 4000 / [(3315 - 2378)0,98 \cdot 0,96] + 5 \times (2815 - 2378) / [(3315 - 2378) = 6,87 \text{ кг/с.}$$

Задача 3.62. Турбина с регулируемым производственным отбором, работающая при начальных параметрах пара $p_0 = 3,5$ МПа, $t_0 = 435^\circ\text{C}$ и давлении пара в конденсаторе $p_k = 5 \cdot 10^3$ Па, обеспечивает отбор пара $D_n = 11,1$ кг/с при давлении $p_n = 0,5$ МПа. Определить удельный эффективный расход пара, если электрическая мощность турбогенератора $N_g = 6000$ кВт, относительный внутренний к. п. д. части высокого давления (до отбора) $\eta'_{oi} = 0,78$, относительный внутренний к. п. д. части низкого давления (после отбора) $\eta'_{oi} = 0,65$, механический к. п. д. $\eta_m = 0,98$ и к. п. д. электрического генератора $\eta_r = 0,95$.

Ответ: $d_e = 7,12$ кг/(кВт · ч).

Задача 3.63. Турбина с производственным отбором пара, работающая при начальных параметрах пара $p_0 = 3,5$ МПа, $t_0 = 350^\circ\text{C}$ и давлении пара в конденсаторе $p_k = 4 \cdot 10^3$ Па, обеспечивает отбор пара $D_n = 4$ кг/с при давлении $p_n = 0,4$ МПа. Определить электрическую мощность турбогенератора, если расход пара на турбину $D = 8$ кг/с, относительный внутренний к. п. д. части высокого давления (до отбора) $\eta'_{oi} = 0,75$, относительный внутренний к. п. д. части низкого давления (после отбора) $\eta'_{oi} = 0,77$, механический к. п. д. $\eta_m = 0,97$ и к. п. д. электрического генератора $\eta_r = 0,97$.

Решение: Энтальпию пара i_0 находим по is -диаграмме (рис. 3.14): $i_0 = 3110$ кДж/кг. Энтальпии пара $i_{п.а}$ и $i_{к.а}$ находим, построив на is -диаграмме (рис. 3.14) процесс адиабатного расширения пара от начального его состояния до конечного, т. е.

$$i_{п.а} = 2645 \text{ кДж/кг; } i_{к.а} = 2095 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпию пара, поступающего из отбора, определяем по формуле (3.42):

$$i_n = i_0 - (i_0 - i_{п.а})\eta'_{oi} = 3110 - (3110 - 2645) \times 0,75 = 2761 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпию пара в конденсаторе — по формуле (3.43):

$$i_k = i_n - (i_n - i_{к.а})\eta'_{oi} = 2761 - (2761 - 2095) \times 0,77 = 2248 \text{ кДж/кг.}$$

Электрическую мощность турбины — из формулы (3.41):
 $N_e = [D(i_0 - i_k) - D_n(i_n - i_k)]\eta_m\eta_r = 18(3110 - 2248) - 4(2761 - 2248)0,97 \cdot 0,97 = 4553 \text{ кВт.}$

Задача 3.64. Турбина с производственным отбором пара, работающая при начальных параметрах пара $p_0 = 3,5 \text{ МПа}$, $t_0 = 350^\circ\text{C}$ и давлении пара в конденсаторе $p_k = 5 \cdot 10^3 \text{ Па}$, обеспечивает отбор пара $D_n = 5 \text{ кг/с}$ при

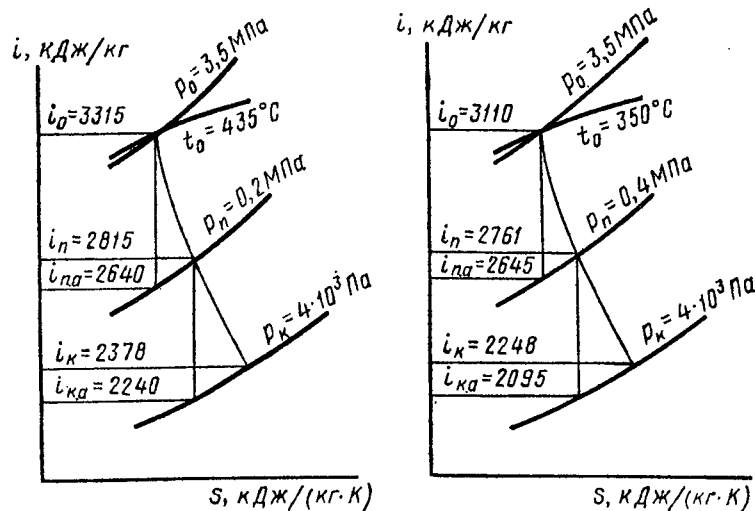


Рис. 3.13

Рис. 3.14

давлении $p_n = 0,4 \text{ МПа}$. Определить эффективную мощность турбины, если расход пара на турбину $D = 10 \text{ кг/с}$, относительный внутренний к. п. д. части высокого давления (до отбора) $\eta'_{oi} = 0,75$, относительный внутренний к. п. д. части низкого давления (после отбора) $\eta_{oi} = 0,78$ и механический к. п. д. $\eta_m = 0,98$.

Ответ: $N_e = 5792 \text{ кВт.}$

Задача 3.65. Конденсационная турбина, работающая при начальных параметрах пара $p_0 = 3 \text{ МПа}$, $t_0 = 380^\circ\text{C}$ и давлении пара в конденсаторе $p_k = 4 \cdot 10^3 \text{ Па}$, имеет один промежуточный отбор пара при давлении $p_n = 0,4 \text{ МПа}$. Определить секундный и удельный эффективный расходы пара на турбину, если электрическая мощность турбогенератора $N_e = 2500 \text{ кВт}$, относительный внутренний к. п. д. части высокого давления (до отбора) $\eta'_{oi} = 0,74$, относительный внутренний к. п. д. части низкого давления (после отбора) $\eta_{oi} = 0,75$, механический к. п. д. турбины $\eta_m =$

отбора) $\eta'_{oi} = 0,76$, механический к. п. д. турбины $\eta_m = 0,97$, к. п. д. электрического генератора $\eta_r = 0,97$ и доля расхода пара, отбираемого из промежуточного отбора на производство, $\alpha_n = D_n/D = 0,5$.

Решение: Энтальпию пара i_0 находим по is -диаграмме (рис. 3.15): $i_0 = 3190 \text{ кДж/кг.}$

Энтальпии пара $i_{n.a}$ и $i_{k.a}$ находим, построив процесс адиабатного расширения пара на is -диаграмме от начального его состояния до конечного, т. е. $i_{n.a} = 2720 \text{ кДж/кг}$, $i_{k.a} = 2145 \text{ кДж/кг.}$

Энтальпию пара, поступающего из отбора, определяем по формуле (3.42):

$$i_n = i_0 - (i_0 - i_{n.a})\eta'_{oi} = 3190 - (3190 - 2720) \times 0,74 = 2842 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпию пара в конденсаторе находим по (3.43):

$$i_k = i_n - (i_n - i_{k.a})\eta_{oi} = 2842 - (2842 - 2145) \times 0,76 = 2312 \text{ кДж/кг.}$$

Эффективную мощность турбины — из формулы (3.33):
 $N_e = N_e/\eta_r = 2500/0,97 = 2577 \text{ кВт.}$

Расход пара на турбину — из формулы (3.41):

$$D = N_e / [i_0 - i_k - \alpha_n(i_n - i_k)]\eta_m\eta_r = 2500 / [(3190 - 2312) - 0,5(2842 - 2312)]0,97 \times 0,97 = 4,34 \text{ кг/с.}$$

Удельный расход пара на турбину — по формуле (3.40):

$$d_e = D/N_e = 4,34 \cdot 3600/2577 = 6,06 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч).}$$

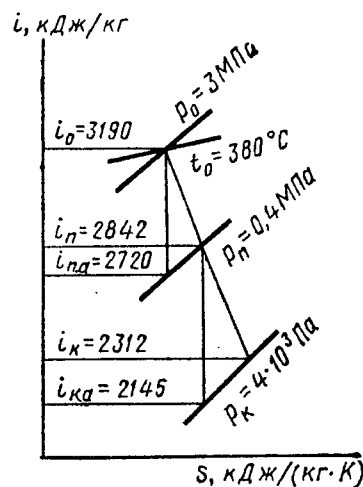


Рис. 3.15

Задача 3.66. Конденсационная турбина, работающая при начальных параметрах пара $p_0 = 3 \text{ МПа}$, $t_0 = 380^\circ\text{C}$ и давлении пара в конденсаторе $p_k = 3 \cdot 10^3 \text{ Па}$, имеет один промежуточный отбор пара при давлении $p_n = 0,5 \text{ МПа}$. Определить эффективную мощность турбины, если расход пара $D = 4,65 \text{ кг/с}$, относительный внутренний к. п. д. части высокого давления (до отбора) $\eta'_{oi} = 0,73$, относительный внутренний к. п. д. части низкого давления (после отбора) $\eta_{oi} = 0,75$, механический к. п. д. турбины $\eta_m =$

$= 0,96$, к. п. д. электрического генератора $\eta_r = 0,97$ и доля расхода пара, отбираемого из промежуточного отбора на производство $\alpha_n = 0,5$.

Ответ: $N_e = 2700$ кВт.

Задача 3.67. Турбина высокого давления с теплофикационным отбором при давлении $p_n = 0,14$ МПа работает при начальных параметрах пара $p_0 = 8$ МПа, $t_0 = 500^\circ\text{C}$ и имеет на одном из режимов работы относительный внутренний к. п. д. части высокого давления $\eta'_{oi} = 0,8$. При изменении пропуска пара через турбину при постоянном давлении отбора относительный внутренний к. п. д. части высокого давления уменьшился до $\eta'_{oi} = 0,74$. На сколько изменился располагаемый теплоперепад части низкого давления, если давление пара в конденсаторе осталось постоянным и равным $p_k = 6 \cdot 10^3$ Па.

Ответ: $\Delta H = 10$ кДж/кг.

Задача 3.68. Определить давление пара перед соплами первой ступени при половинном пропуске пара для турбины с противодавлением малой мощности, выполненной с дроссельным парораспределением, если давление пара перед соплами первой ступени при полном пропуске пара $p_0 = 1,5$ МПа и противодавление $p_2 = 0,3$ МПа.

Ответ: $p_{01} = 0,794$ МПа.

Задача 3.69. Определить давление пара перед соплами регулирующей ступени для турбины с противодавлением при расходе пара $D = 82$ кг/с, если при расходе пара $D_0 = 102$ кг/с давление пара перед соплами регулирующей ступени $p_0 = 7$ МПа и противодавление $p_2 = 3$ МПа. Давление за турбиной неизменно.

Ответ: $p_{01} = 6,45$ МПа.

Задача 3.70. Конденсационная турбина с начальным давлением пара $p_0 = 2,9$ МПа и расчетным расходом пара $D_0 = 28$ кг/с выполнена с дроссельным парораспределением. Определить расход пара через перегрузочный клапан, если после его открытия общий расход увеличился до $D_1 = 32,2$ кг/с. Давление пара за перегрузочным клапаном в момент его открытия $p_1 = 2$ МПа. Перегрузка турбины осуществляется обводным клапаном.

Решение: Давление пара в перегрузочной камере турбины определяем по формуле (3.45):

$$p_{11} = p_1 D_1 / D_0 = 2 \cdot 32,2 / 28 = 2,3 \text{ МПа.}$$

Так как проходные площади в обведенной группе ступеней не меняются и при данных соотношениях давлений в этих ступенях не возникает критическая скорость, то рас-

ход пара через обведенную группу ступеней находим по формуле (3.44):

$$D = D_0 \sqrt{(p_0^2 - p_{11}^2) / (p_0^2 - p_1^2)} = 28 \sqrt{(2,9^2 - 2,3^2) / (2,9^2 - 2^2)} = 20 \text{ кг/с.}$$

Расход пара через перегрузочный клапан

$$D_n = D_1 - D = 32,2 - 20 = 12,2 \text{ кг/с.}$$

§ 3.5. КОНДЕНСАТОРЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Расход (кг/с) охлаждающей воды для конденсатора определяется из теплового баланса конденсатора

$$W = D_k (i_k - i'_k) / (t''_b - t'_b) c_b, \quad (3.47)$$

где D_k — расход конденсируемого пара, кг/с; i_k — энтальпия пара в конденсаторе, кДж/кг; i'_k — энтальпия конденсата, кДж/кг; c_b — теплоемкость охлаждающей воды, кДж/(кг · К); t''_b и t'_b — температуры охлаждающей воды на выходе из конденсатора и на входе в него, $^\circ\text{C}$.

Кратность охлаждения (кг/кг) для конденсатора

$$m = W / D_k = (i_k - i'_k) / (t''_b - t'_b) c_b. \quad (3.48)$$

Количество теплоты (кДж/с), отдаваемой конденсирующим паром в конденсаторе в течение секунды:

$$Q = D_k (i_k - i'_k). \quad (3.49)$$

Количество теплоты (кДж/с), воспринимаемой охлаждающей водой в конденсаторе в течение секунды:

$$Q = W (t''_b - t'_b) c_b. \quad (3.50)$$

Поверхность (м^2) охлаждения конденсатора определяется из уравнения теплопередачи

$$F_k = Q / (\kappa \Delta t_{cp}), \quad (3.51)$$

где κ — коэффициент теплопередачи, кВт/($\text{м}^2 \cdot \text{K}$); Δt_{cp} — средний температурный напор в конденсаторе, $^\circ\text{C}$, определяемый по формуле

$$\Delta t_{cp} = t_{n,n} - (t'_b + t''_b) / 2, \quad (3.52)$$

где $t_{n,n}$ — температура насыщенного пара, $^\circ\text{C}$.

Задача 3.71. Определить расход охлаждающей воды для конденсатора паровой турбины, если расход конденсирующего пара $D_k = 16,8$ кг/с, энтальпия пара в конденсаторе $i_k = 2300$ кДж/кг, давление пара в конденсаторе $p_k = 3 \cdot 10^3$ Па, температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t'_b = 10^\circ\text{C}$, а температура выходящей воды на 5°C ниже температуры насыщенного пара в конденсаторе.

Ответ: $W = 1010$ кг/с.

Задача 3.72. Определить расход охлаждающей воды и кратность охлаждения для конденсатора паровой турбины, если расход конденсирующего пара $D_k = 10$ кг/с, энтальпия пара в конденсаторе $i_k = 2360$ кДж/кг, давление пара в конденсаторе $p_k = 3,5 \cdot 10^3$ Па, температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t'_b = 13^\circ\text{C}$, а температура выходящей воды на 4°C ниже температуры насыщенного пара в конденсаторе.

Решение: Температуру насыщенного пара при давлении $p_k = 3,5 \cdot 10^3$ Па определяем по табл. 2 (см. Приложение): $t_{н.п} = 26,7^\circ\text{C}$.

Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора

$$t''_b = t_{н.п} - 4 = 26,7 - 4 = 22,7^\circ\text{C}.$$

Энтальпию конденсата при давлении $p_k = 3,5 \cdot 10^3$ Па находим также по табл. 2 (см. Приложение): $i'_k = 111,8$ кДж/кг.

Расход охлаждающей воды для конденсатора определяем по формуле (3.47):

$$W = D_k (i_k - i'_k) / [(t''_b - t'_b) c_b] = 10 (2360 - 111,8) / [(22,7 - 13) 4,19] = 553 \text{ кг/с}.$$

Кратность охлаждения для конденсатора — по формуле (3.48):

$$m = W/D_k = 553/10 = 55,3 \text{ кг/кг}.$$

Задача 3.73. Определить кратность охлаждения для конденсатора паровой турбины, если пар поступает в конденсатор при давлении $p_k = 3,5 \cdot 10^3$ Па со степенью сухости $x = 0,91$. Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t'_b = 11^\circ\text{C}$, а температура выходящей воды на 5°C ниже температуры насыщенного пара в конденсаторе.

Ответ: $m = 49,6$ кг/кг.

Задача 3.74. Конденсационная турбина с одним промежуточным отбором пара при давлении $p_{п} = 0,4$ МПа работает при начальных параметрах пара $p_0 = 4$ МПа, $t_0 = 425^\circ\text{C}$ и давлении пара в конденсаторе $p_k = 3,5 \cdot 10^3$ Па.

Определить расход охлаждающей воды и кратность охлаждения для конденсатора паровой турбины, если расход конденсирующего пара $D_k = 6,5$ кг/с, температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t'_b = 10^\circ\text{C}$, температура выходящей воды на 5°C ниже температуры насыщенного пара в конденсаторе и относительные внутренние к. п. д. части высокого давления и части низкого давления $\eta_{oi} = \eta_{oi}' = 0,8$.

Решение: Энтальпию пара i_0 находим по is -диаграмме (рис. 3.16): $i_0 = 3280$ кДж/кг.

Энтальпии пара $i_{п.а}$ и $i_{к.а}$ определяем, построив на is -диаграмме процесс адиабатного расширения пара от начального его состояния до конечного: $i_{п.а} = 2725$ кДж/кг; $i_{к.а} = 2130$ кДж/кг.

Энтальпию пара, поступающего из отбора, определяем по формуле (3.42):

$$i_{п} = i_0 - (i_0 - i_{п.а}) \eta_{oi}' = 3280 - (3280 - 2725) \times 0,8 = 2836 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпию пара в конденсаторе — по формуле (3.43):

$$i_k = i_{п} - (i_{п} - i_{к.а}) \eta_{oi}' = 2836 - (2836 - 2130) \times 0,8 = 2271 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпию конденсата и температуру насыщенного пара при давлении $p_k = 3,5 \cdot 10^3$ Па находим по табл. 2 (см. Приложение):

$$i'_k = 111,8 \text{ кДж/кг}; t_{н.п} = 26,7^\circ\text{C}.$$

Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора

$$t''_b = t_{н.п} - 5 = 26,7 - 5 = 21,7^\circ\text{C}.$$

Расход охлаждающей воды для конденсатора определяем по формуле (3.47):

$$W = D_k (i_k - i'_k) / [(t''_b - t'_b) c_b] = 6,5 (2271 - 111,8) / [(21,7 - 10) 4,19] = 286,4 \text{ кг/с}.$$

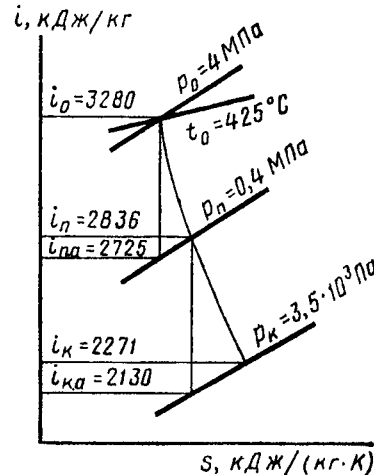


Рис. 3.16

Кратность охлаждения для конденсатора — по формуле (3.48):

$$m = W/D_k = 286,4/6,5 = 44 \text{ кг/кг.}$$

Задача 3.75. Конденсационная турбина с одним промежуточным отбором пара при давлении $p_{\text{н}} = 0,4 \text{ МПа}$ работает при начальных параметрах пара $p_0 = 3 \text{ МПа}$, $t_0 = 380^\circ\text{С}$ и давлении пара в конденсаторе $p_k = 4 \cdot 10^3 \text{ Па}$. Определить расход охлаждающей воды и кратность охлаждения для конденсатора паровой турбины, если расход конденсирующего пара $D_k = 8,5 \text{ кг/с}$, температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t'_b = 11^\circ\text{С}$, температура воды на выходе из конденсатора $t''_b = 21^\circ\text{С}$, относительный внутренний к. п. д. части высокого давления $\eta_{oi} = 0,74$ и относительный внутренний к. п. д. части низкого давления $\eta_{oi} = 0,76$.

Ответ: $W = 444,5 \text{ кг/с}$; $m = 52,3 \text{ кг/кг}$.

Задача 3.76. Конденсационная турбина работает при начальных параметрах пара $p_0 = 3,5 \text{ МПа}$, $t_0 = 435^\circ\text{С}$ и давлении пара в конденсаторе $p_k = 4 \cdot 10^3 \text{ Па}$. Определить количество теплоты, отдаваемой конденсирующимся паром в конденсаторе турбины, если расход конденсирующего пара $D_k = 12 \text{ кг/с}$ и относительный внутренний к. п. д. турбины $\eta_{oi} = 0,76$.

Ответ: $Q = 27\,348 \text{ кДж/с}$.

Задача 3.77. Определить количество теплоты, воспринимаемой охлаждающей водой в конденсаторе паровой турбины, если расход конденсирующего пара $D_k = 8,5 \text{ кг/с}$, кратность охлаждения $m = 54 \text{ кг/кг}$, давление пара в конденсаторе $p_k = 3 \cdot 10^3 \text{ Па}$, температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t'_b = 12^\circ\text{С}$ и температура выходящей воды на 4°С ниже температуры насыщенного пара в конденсаторе.

Ответ: $Q = 15\,386 \text{ кДж/с}$.

Задача 3.78. Для паровой турбины эффективной мощностью $N_e = 2600 \text{ кВт}$ с удельным расходом пара $d_e = 6,5 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}$ определить количество теплоты, воспринимаемой охлаждающей водой в конденсаторе турбины, если кратность охлаждения $m = 55 \text{ кг/г}$, температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t'_b = 10,5^\circ\text{С}$ и температура воды на выходе из конденсатора $t''_b = 21^\circ\text{С}$.

Ответ: $Q = 11\,374 \text{ кДж/с}$.

Задача 3.79. Для паровой турбины эффективной мощностью $N_e = 2000 \text{ кВт}$ с удельным расходом пара $d_e =$

$= 5,5 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}$ определить поверхность охлаждения конденсатора турбины, если энтальпия пара в конденсаторе $i_k = 2350 \text{ кДж/кг}$, давление пара в конденсаторе $p_k = 5 \cdot 10^3 \text{ Па}$, коэффициент теплопередачи $\kappa = 3,9 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ и средний температурный напор в конденсаторе $\Delta t_{cp} = 10^\circ\text{С}$.

Ответ: $F_k = 173,3 \text{ м}^2$.

Задача 3.80. Конденсационная турбина эффективной мощностью $N_e = 5000 \text{ кВт}$ с удельным расходом пара $d_e = 5,8 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}$ работает при начальных параметрах пара $p_0 = 3,5 \text{ МПа}$, $t_0 = 435^\circ\text{С}$ и давлении пара в конденсаторе $p_k = 4 \cdot 10^3 \text{ Па}$. Определить поверхность охлаждения конденсатора турбины, если температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t'_b = 14^\circ\text{С}$, температура воды на выходе из конденсатора $t''_b = 24^\circ\text{С}$, коэффициент теплопередачи $\kappa = 4 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ и относительный внутренний к. п. д. турбины $\eta_{oi} = 0,75$.

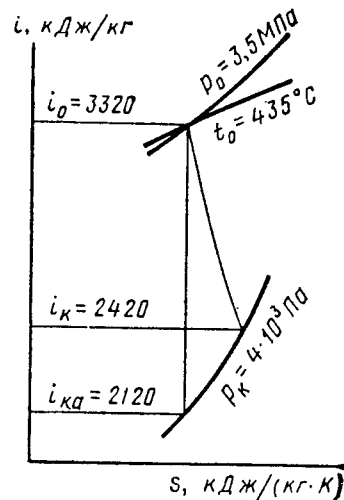


Рис. 3.17

Решение: Расход конденсирующего пара определяем из формулы (3.40):

$$D = D_k = d_e N_e / 3600 = 5,8 \cdot 5000 / 3600 = 8,06 \text{ кг/с.}$$

Энтальпию пара i_0 определяем по is -диаграмме (рис. 3.17): $i_0 = 3320 \text{ кДж/кг}$.

Энтальпию пара $i_{k,a}$ находим, построив процесс адиабатного расширения пара на is -диаграмме: $i_{k,a} = 2120 \text{ кДж/кг}$.

Энтальпия пара в конденсаторе $i_k = i_0 - (i_0 - i_{k,a}) \eta_{oi} = 3320 - (3320 - 2120) \times 0,75 = 2420 \text{ кДж/кг}$.

Энтальпию конденсата при давлении $p_k = 4 \cdot 10^3 \text{ Па}$ находим из табл. 2 (см. Приложение): $i'_k = 121 \text{ кДж/кг}$.

Количество теплоты, отдаваемой конденсирующим паром в конденсаторе в течение секунды, — по формуле (3.49):

$$Q = D_k (i_k - i'_k) = 8,06 (2420 - 121) = 18\,530 \text{ кДж/с.}$$

Температуру насыщенного пара при давлении $p_k = 4 \cdot 10^3 \text{ Па}$ — по табл. 2 (см. Приложение): $t_{н.п} = 29^\circ\text{C}$.

Средний температурный напор в конденсаторе — по формуле (3.52):

$$\Delta t_{ср} = t_{н.п} - (t'_в + t''_в)/2 = 29 - (14 + 24)/2 = 10^\circ\text{C}.$$

Поверхность охлаждения конденсатора — по формуле (3.51):

$$F_k = Q / (\kappa \Delta t_{ср}) = 18\,530 / (4 \cdot 10) = 463,2 \text{ м}^2.$$

Задача 3.81. Определить поверхность охлаждения конденсатора турбины, если расход охлаждающей воды для конденсатора $W = 450 \text{ кг/с}$, кратность охлаждения $m = 55 \text{ кг/кг}$, энтальпия пара в конденсаторе $i_k = 2400 \text{ кДж/кг}$, давление пара в конденсаторе $p_k = 4 \cdot 10^3 \text{ Па}$, температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t'_в = 12^\circ\text{C}$, температура воды на выходе из конденсатора $t''_в = 22^\circ\text{C}$ и коэффициент теплопередачи $\kappa = 3,7 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Ответ: $F_k = 420,9 \text{ м}^2$.

Задача 3.82. Определить средний температурный напор в конденсаторе турбины, если расход конденсирующего пара $D_k = 7,6 \text{ кг/с}$, энтальпия пара в конденсаторе $i_k = 2330 \text{ кДж/кг}$, давление пара в конденсаторе $p_k = 3,5 \cdot 10^3 \text{ Па}$, поверхность охлаждения конденсатора $F_k = 410 \text{ м}^2$ и коэффициент теплопередачи $\kappa = 3,65 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Ответ: $\Delta t_{ср} = 11,3^\circ\text{C}$.

Задача 3.83. Определить средний температурный напор в конденсаторе турбины, если расход конденсирующего пара $D_k = 7,8 \text{ кг/с}$, кратность охлаждения $m = 55 \text{ кг/кг}$, давление пара в конденсаторе $p_k = 4 \cdot 10^3 \text{ Па}$, температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t'_в = 12^\circ\text{C}$, температура выходящей воды на 6°C ниже температуры насыщенного пара в конденсаторе, поверхность охлаждения конденсатора $F_k = 430 \text{ м}^2$ и коэффициент теплопередачи $\kappa = 4 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Ответ: $\Delta t_{ср} = 11,5^\circ\text{C}$.

ГЛАВА 4

ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ И ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

§ 4.1. ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

Характеристики рабочего процесса турбинной ступени. Располагаемый теплоперепад в ступени (кДж/кг) турбины определяется по формуле

$$h_0 = [k / (k - 1)] R T_0 [1 - (p_2/p_0)^{(k-1)/k}], \quad (4.1)$$

где k — показатель адиабаты; R — газовая постоянная 1 кг газа, Дж/(кг · К); p_0 и T_0 — начальные параметры [давление (Па) и абсолютная температура (К)] газа перед ступенью турбины с учетом начальной скорости; p_2 — давление газа за ступенью турбины, Па.

Действительная скорость (м/с) истечения газа из сопла

$$\begin{aligned} c_1 &= 44,7 \varphi \sqrt{h_0 (1 - \rho)} = \\ &= 44,7 \varphi \sqrt{[k / (k - 1)] R T_0 [1 - (p_2/p_0)^{(k-1)/k}] (1 - \rho)}, \end{aligned} \quad (4.2)$$

где $\varphi = 0,93 \dots 0,98$ — скоростной коэффициент сопла; $p_2 = p_1$ — давление газа за ступенью турбины, Па; ρ — степень реактивности ступени.

Степень реактивности ρ , окружная скорость на середине лопатки u , относительная скорость входа газа на лопатки w_1 , относительные скорости выхода газа из канала между рабочими лопатками в активной и реактивной ступенях w_2 , абсолютная скорость выхода газа из канала между рабочими лопатками c_2 , угол входа газа на рабочую лопатку β_1 , угол наклона абсолютной скорости выхода газа из канала между рабочими лопатками α_2 и работа 1 кг газа определяются по формулам для паровых турбин (см. § 3.1).

Потери в ступенях турбины и коэффициенты полезного действия. Рабочий процесс в ступенях турбины сопровождается рядом потерь тепловой энергии. К основным потерям энергии в ступени турбины относятся потери энергии в соплах, на лопатках, с выходной абсолютной скоростью, на трение и вентиляцию, от утечек через зазоры в уплотнениях.

Потери энергии в соплах h_c , на лопатках h_l с выходной абсолютной скоростью h_b и относительный к. п. д. на лопатках $\eta_{ол}$ определяются по формулам (3.12), (3.13), (3.14), (3.15) и (3.18).

Потери тепловой энергии на трение и вентиляцию (кДж/кг) при вращении диска турбины

$$h_{т.в} = [1,46d^2 + 0,83(1 - \varepsilon)dl^{1,5}](1/v)(u^3/10^6)(1/M_r), \quad (4.3)$$

где d — средний диаметр ступени, м; ε — степень парциальности ступени; l_1 — высота лопаток, см; v — удельный объем газа, окружающего диск, м³/кг; M_r — расход газа в ступени, кг/с.

Потери теплоты (кДж/кг) от утечек газа через зазоры в уплотнениях

$$h_{ут} = M_{ут}h_0/M_r, \quad (4.4)$$

где $M_{ут}$ — расход газа на утечки, кг/с.

Потери теплоты в ступени оцениваются относительным внутренним к. п. д. ступени η_{oi} , который представляет собой отношение использованного теплоперепада h_i к располагаемому теплоперепаду в ступени h_0 , т. е.

$$\eta_{oi}^{ст} = h_i/h_0 = (h_0 - h_c - h_l - h_b - h_{т.в} - h_{ут})/h_0. \quad (4.5)$$

К. п. д. турбины. Потери теплоты внутри турбины оцениваются относительным внутренним к. п. д., который представляет собой отношение использованного теплоперепада H_i к располагаемому теплоперепаду в турбине H_0 , т. е.

$$\eta_{oi} = H_i/H_0. \quad (4.6)$$

Значения относительного внутреннего к. п. д. газовых турбин находятся в пределах 0,85 ... 0,9.

Механические потери оцениваются механическим к. п. д. η_m , который представляет собой отношение эффективной мощности N_e к внутренней N_b , т. е.

$$\eta_m = N_e/N_b. \quad (4.7)$$

Значения механического к. п. д. турбин находятся в пределах 0,96 ... 0,99.

Потери теплоты внутри турбины и механические потери оцениваются относительным эффективным к. п. д. турбины

$$\eta_{о.е} = \eta_{oi}\eta_m. \quad (4.8)$$

Значения $\eta_{о.е}$ турбин в зависимости от их мощности находятся в пределах 0,8 ... 0,9.

Мощности турбины. Эффективной мощностью N_e (кВт) называют мощность, снимаемую с вала турбины, которая определяется по формуле

$$N_e = G_r H_0 \eta_{о.е}. \quad (4.9)$$

Внутренняя (индикаторная) мощность (кВт) находится из формулы (4.7).

Расход газа турбиной. Секундный расход газа турбиной (кг/с) определяется по формуле

$$G_r = N_e / (H_0 \eta_{о.е}). \quad (4.10)$$

Удельный эффективный расход газа [кг/(кВт · ч)] представляет собой отношение секундного расхода газа G_r к эффективной мощности N_e , т. е.

$$g_e = G_r/N_e = 3600 / (H_0 \eta_{о.е}). \quad (4.11)$$

Задача 4.1. В активной ступени газ с начальным давлением $p_0 = 18$ МПа и температурой $t_0 = 650$ °С расширяется до $p_1 = 0,1$ МПа. Определить действительную скорость истечения газа из сопла и окружную скорость на середине лопатки, если известны скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,97$, средний диаметр ступени $d = 0,9$ м, частота вращения вала турбины $n = 60$ об/с, показатель адиабаты $k = 1,35$ и газовая постоянная $R = 288$ Дж/(кг · К).

Ответ: $c_1 = 523$ м/с, $u = 169,5$ м/с.

Задача 4.2. Определить относительные скорости входа газа на лопатки и выхода газа из канала между рабочими лопатками в активной ступени, если известны располагаемый теплоперепад в ступени турбины $h_0 = 200$ кДж/кг, скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,96$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 16^\circ$, средний диаметр ступени $d = 0,9$ м, частота вращения вала турбины $n = 3000$ об/мин, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,87$.

Ответ: $\omega_1 = 473,5$ м/с; $\omega_2 = 412$ м/с.

Задача 4.3. В активной ступени газ с начальным давлением $p_0 = 0,29$ МПа и температурой $t_0 = 800$ °С расширя-

ется до $p_1 = 0,15$ МПа. Определить абсолютную скорость выхода газа из канала между рабочими лопатками и построить треугольник скоростей, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,95$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,87$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 15^\circ$, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения газа из сопла $u/c_1 = 0,44$, угол выхода газа из рабочей лопатки $\beta_2 = \beta_1 - 5^\circ$, показатель адиабаты $k = 1,34$ и газовая постоянная $R = 288$ Дж/(кг · К).

Ответ: $c_2 = 108$ м/с.

Задача 4.4. В реактивной ступени газ с начальным давлением $p_0 = 0,29$ МПа и температурой $t_0 = 820^\circ\text{C}$ расширяется до $p_2 = 0,15$ МПа. Построить треугольник скоростей, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,965$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 17^\circ$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,875$, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения газа из сопла $u/c_1 = 0,5$, угол выхода газа из рабочей лопатки $\beta_2 = 20^\circ$, степень реактивности ступени $\rho = 0,48$, показатель адиабаты $k = 1,34$ и газовая постоянная $R = 288$ Дж/(кг · К).

Решение: Действительную скорость истечения газа из сопла определяем по формуле (4.2):

$$\begin{aligned} c_1 &= 44,7\varphi \sqrt{[k/(k-1)] RT_0 [1 - (p_2/p_0)^{(k-1)/k}] (1-\rho)} = \\ &= 44,7 \cdot 0,965 \sqrt{[1,34/(1,34-1)] 0,288 \times} \\ &\times 1093 [1 - (0,15/0,29)^{(1,34-1)/1,34}] (1-0,48) = \\ &= 431 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Окружную скорость на середине лопатки — из соотношения $u/c_1 = 0,5$:

$$u = 0,5c_1 = 0,5 \cdot 431 = 215,5 \text{ м/с.}$$

Относительную скорость входа газа на лопатки — по формуле (3.5):

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1} = \\ &= \sqrt{431^2 + 215,5^2 - 2 \cdot 431 \cdot 215,5 \cdot 0,956} = 234 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Относительную скорость выхода газа из канала между рабочими лопатками — по формуле (3.7):

$$\begin{aligned} w_2 &= 44,7\psi \sqrt{\rho [k/(k-1)] RT_0 [1 - (P_2/P_0)^{(k-1)/k}] +} \\ &+ (w_1/44,7)^2 = 44,7 \cdot 0,875 \times \\ &\times \sqrt{0,48 [1,34/(1,34-1)] 0,288 \times} \\ &\times 1093 [1 - (0,15/0,29)^{(1,34-1)/1,34}] + (234/44,7)^2 = 428 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

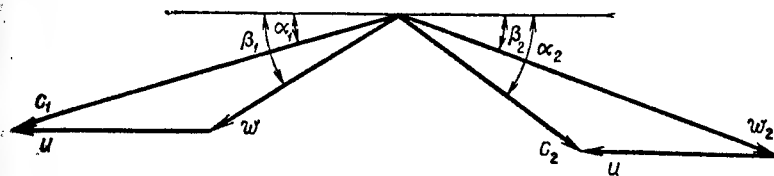


Рис. 4.1

Абсолютную скорость выхода газа из канала между рабочими лопатками — по формуле (3.8):

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2} = \\ &= \sqrt{428^2 + 215,5^2 - 2 \cdot 428 \cdot 215,5 \cdot 0,94} = 237 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Угол входа газа на рабочую лопатку — из соотношения (3.9):

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta_1 &= c_1 \sin \alpha_1 / (c_1 \cos \alpha_1 - u) = 431 \cdot 0,292 / \\ &/ (431 \cdot 0,956 - 215,5) = 0,64; \quad \beta_1 = 32^\circ 36'. \end{aligned}$$

Угол наклона абсолютной скорости выхода газа из канала между рабочими лопатками — из соотношения (3.10)

$$\begin{aligned} \cos \alpha_2 &= (w_2 \cos \beta_2 - u) / c_2 = (428 \cdot 0,94 - 215,5) / \\ &/ 237 = 0,8; \quad \alpha_2 = 36^\circ 48'. \end{aligned}$$

Треугольники скоростей, построенные на основании этих расчетов, приведены на рис. 4.1.

Задача 4.5. В реактивной ступени газ с начальным давлением $p_0 = 0,48$ МПа и температурой $t_0 = 800^\circ\text{C}$ расширяется до $p_2 = 0,26$ МПа. Определить степень реактивности ступени, если теплотеплоперепад на лопатках $h_2 = 86,5$ кДж/кг, показатель адиабаты $k = 1,4$ и газовая постоянная $R = 288$ Дж/(кг · К).

Ответ: $\rho = 0,5$.

Задача 4.6. Определить работу 1 кг газа на лопатках в реактивной ступени, если располагаемый теплоперепад $h_0 = 110$ кДж/кг, скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,965$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,86$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 16^\circ$, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения газа из сопла $u/c_1 = 0,44$, угол выхода газа из рабочей лопатки равен углу входа газа на рабочую лопатку $\beta_2 = \beta_1 = 22^\circ$ и степень реактивности ступени $\rho = 0,5$.

Ответ: $l = 67,4$ кДж/кг.

Задача 4.7. В активной ступени газ с начальным давлением $p_0 = 0,18$ МПа и температурой $t_0 = 650^\circ\text{C}$ расширяется до $p_1 = 0,1$ МПа. Определить относительный к. п. д. на лопатках, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,97$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,9$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 14^\circ$, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения газа из сопла $u/c_1 = 0,5$, угол выхода газа из рабочей лопатки $\beta_2 = 21^\circ$, показатель адиабаты $k = 1,35$ и газовая постоянная $R = 288$ Дж/(кг · К).

Ответ: $\eta_{0,l} = 0,86$.

Задача 4.8. Определить относительный внутренний к. п. д. активной ступени, если располагаемый теплоперепад в ступени $h_0 = 185$ кДж/кг, скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,95$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,87$, угол выхода газа из рабочей лопатки $\beta_2 = 23^\circ$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 15^\circ$, средний диаметр ступени $d = 1,35$ м, частота вращения вала турбины $n = 3600$ об/мин, степень парциальности ступени $\varepsilon = 1$, высота лопаток $l_1 = 0,07$ м, удельный объем газа $v = 1,51$ м³/кг, расход газа в ступени $M_r = 25$ кг/с и расход газа на утечки $M_{yt} = 0,4$ кг/с.

Ответ: $\eta_{0i}^{ст} = 0,773$.

Задача 4.9. В реактивной ступени газ с начальным давлением $p_0 = 0,48$ МПа и температурой $t_0 = 800^\circ\text{C}$ расширяется до $p_2 = 0,26$ МПа. Определить относительный внутренний к. п. д. ступени, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,96$, скоростной коэффициент лопаток $\psi = 0,95$, угол наклона сопла к плоскости диска $\alpha_1 = 22^\circ$, угол выхода газа из рабочей лопатки $\beta_2 = 24^\circ$, средний диаметр ступени $d = 0,71$ м, частота вращения вала турбины $n = 6000$ об/мин, степень парциальности ступени $\varepsilon = 1$, высота лопаток $l_1 = 0,06$ м, удельный объем газа $v = 1,51$ м³/кг, степень реактивности ступени $\rho = 0,35$, расход газа в ступени

$M_r = 20$ кг/с, расход газа на утечки $M_{yt} = 0,2$ кг/с, показатель адиабаты $k = 1,4$ и газовая постоянная $R = 287$ Дж/(кг · К).

Решение: Располагаемый теплоперепад в ступени определяем по формуле (4.1):

$$h_0 = [k/(k-1)] RT_0 [1 - (p_2/p_0)^{(k-1)/k}] = [1,4/(1,4-1)] \times 0,287 \cdot 1073 [1 - (0,26/0,48)^{(1,4-1)/1,4}] = 172,4 \text{ кДж/кг.}$$

Действительную скорость истечения газа из сопла — по формуле (4.2):

$$c_1 = 44,7\varphi \sqrt{h_0 (1 - \rho)} = 44,7 \cdot 0,96 \sqrt{172,4 (1 - 0,35)} = 455 \text{ м/с.}$$

Потери энергии в соплах — по формуле (3.12):

$$h_c = (1/\varphi^2 - 1)c_1^2/2000 = (1/0,96^2 - 1) 455^2/2000 = 8,9 \text{ кДж/кг.}$$

Окружную скорость на середине лопатки — по формуле (3.4):

$$u = \pi dn/60 = 3,14 \cdot 0,71 \cdot 6000/60 = 223 \text{ м/с.}$$

Относительную скорость входа газа на лопатки — по формуле (3.5):

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1} = \sqrt{455^2 + 223^2 - 2 \cdot 455 \cdot 223 \cdot 0,927} = 262 \text{ м/с.}$$

Относительную скорость выхода газа из канала между рабочими лопатками — по формуле (3.7):

$$w_2 = 44,7\psi \sqrt{\rho h_0 + (w_1/44,7)^2} = 44,7 \cdot 0,95 \sqrt{0,35 \cdot 172,4 + (262/44,7)^2} = 414 \text{ м/с.}$$

Потери энергии на лопатках — по формуле (3.14):

$$h_l = (1/\psi^2 - 1)w_2^2/2000 = (1/0,95^2 - 1) 414^2/2000 = 9,4 \text{ кДж/кг.}$$

Абсолютную скорость выхода газа из канала между рабочими лопатками — по формуле (3.8):

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2} = \sqrt{414^2 + 223^2 - 2 \cdot 414 \cdot 223 \cdot 0,914} = 229 \text{ м/с.}$$

Потери энергии с выходной абсолютной скоростью — по формуле (3.15):

$$h_{\text{в}} = c_2^2/2000 = 229^2/2000 = 26,2 \text{ кДж/кг.}$$

Потери энергии на трение и вентиляцию — по формуле (4.3):

$$h_{\text{т.в}} = [1,46d^2 + 0,83(1 - \epsilon)dl^{1,5}] (1/v) (u^3/10^6) (1/M_r) = \\ = [1,46 \cdot 0,71^2 + 0,83(1 - 1)0,71 \cdot 6^{1,5}] (1/1,51) (223^3/10^6) \times \\ \times (1/20) = 0,27 \text{ кДж/кг.}$$

Потери теплоты от утечек газа через зазоры в уплотнениях — по формуле (4.4):

$$h_{\text{ут}} = M_{\text{ут}} h_0 / M_r = 0,2 \cdot 172,4/20 = 1,72 \text{ кДж/кг.}$$

Относительный внутренний к. п. д. ступени — по формуле (4.5):

$$\eta_{\text{от}}^{\text{ст}} = (h_0 - h_c - h_{\text{л}} - h_{\text{в}} - h_{\text{т.в}} - h_{\text{ут}})/h_0 = (172,4 - \\ - 8,9 - 9,4 - 26,2 - 0,27 - 1,72)/172,4 = 0,73.$$

Задача 4.10. Турбина работает с начальными параметрами газа $p_0 = 0,32$ МПа, $t_0 = 827$ °С и давлением газа за турбиной $p_2 = 0,15$ МПа. Определить эффективную мощность и удельный эффективный расход газа турбины, если расход газа $G_r = 28$ кг/с, относительный эффективный к. п. д. турбины $\eta_{\text{о.е}} = 0,74$, показатель адиабаты $k = 1,34$ и газовая постоянная $R = 288$ Дж/(кг · К).

Решение: Располагаемый теплоперепад в турбине определяем по формуле (4.1):

$$H_0 = [k/(k-1)]RT_0 [1 - (p_2/p_1)^{(k-1)/k}] = [1,34/(1,34-1)] \times \\ \times 0,288 \cdot 1100 [1 - (0,15/0,32)^{(1,34-1)/1,34}] = 216,7 \text{ кДж/кг.}$$

Эффективную мощность турбины — по формуле (4.9):

$$N_e = G_r H_0 \eta_{\text{о.е}} = 28 \cdot 216,7 \cdot 0,74 = 4488 \text{ кВт.}$$

Удельный эффективный расход газа — по формуле (4.11):

$$g_e = 3600/(H_0 \eta_{\text{о.е}}) = 3600/(216,7 \cdot 0,74) = 22,4 \text{ кг/(кВт · ч).}$$

Задача 4.11. Турбина работает с начальными параметрами газа $p_0 = 0,48$ МПа, $t_0 = 727$ °С и давлением газа за турбиной $p_2 = 0,26$ МПа. Определить внутреннюю мощность турбины, если расход газа $G_r = 26$ кг/с, относительный эффективный к. п. д. турбины $\eta_{\text{о.е}} = 0,75$, механический к. п. д. турбины $\eta_{\text{м}} = 0,98$, показатель адиабаты $k = 1,4$ и газовая постоянная $R = 287$ Дж/(кг · К).

$$\text{Ответ: } N_{\text{в}} = 3197 \text{ кВт.}$$

Задача 4.12. Турбина работает с начальными параметрами газа $p_0 = 0,292$ МПа, $t_0 = 800$ °С и давлением газа за турбиной $p_2 = 0,152$ МПа. Определить эффективную мощность и удельный эффективный расход газа турбины, если расход газа $G_r = 28$ кг/с, относительный эффективный к. п. д. турбины $\eta_{\text{о.е}} = 0,79$, показатель адиабаты $k = 1,34$ и газовая постоянная $R = 288$ Дж/(кг · К).

$$\text{Ответ: } N_e = 4092 \text{ кВт; } g_e = 24,6 \text{ кг/(кВт · ч).}$$

Задача 4.13. Турбина работает с начальными параметрами газа $p_0 = 0,48$ МПа, $t_0 = 800$ °С и давлением газа за турбиной $p_2 = 0,26$ МПа. Определить, на сколько уменьшится эффективная мощность турбины, если при том же расходе газа $G_r = 20$ кг/с относительный эффективный к. п. д. турбины уменьшается с $\eta_{\text{о.е}} = 0,75$ до $\eta'_{\text{о.е}} = 0,73$. Рабочий газ обладает свойствами воздуха.

$$\text{Ответ: } \Delta N_e = 70 \text{ кВт.}$$

Задача 4.14. Определить относительные эффективный и внутренний к. п. д. турбины, если эффективная мощность турбины $N_e = 7000$ кВт, расход газа $G_r = 28,5$ кг/с, располагаемый теплоперепад в турбине $H_0 = 295$ кДж/кг и использованный теплоперепад $H_i = 253$ кДж/кг.

$$\text{Ответ: } \eta_{\text{о.е}} = 0,832; \eta_{\text{от}} = 0,858.$$

Задача 4.15. Определить секундный расход газа и механический к. п. д. турбины, если эффективная мощность турбины $N_e = 6400$ кВт, располагаемый теплоперепад в турбине $H_0 = 276$ кДж/кг, относительный эффективный к. п. д. турбины $\eta_{\text{о.е}} = 0,79$ и относительный внутренний к. п. д. турбины $\eta_{\text{от}} = 0,81$.

$$\text{Ответ: } G_r = 29,4 \text{ кг/с; } \eta_{\text{м}} = 0,975.$$

§ 4.2. ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ (ГТУ)

Параметры, характеризующие работу ГТУ. Потери в ГТУ подразделяются на внутренние, влияющие непосредственно на изменение состояния рабочего тела, и внешние. К основным внутренним потерям относятся потери теплоты в газовой турбине, компрессоре и камере сгорания.

Внутренние потери в ГТУ оцениваются внутренним к. п. д. установки, который определяется по формуле

$$\eta_{\text{ГТУ}} = \frac{\eta_{\text{от}} \tau (1 - 1/\lambda^m) - (\lambda^m - 1) (1/\eta_{\text{к}})}{\tau - 1 - (\lambda^m - 1) (1/\eta_{\text{к}})} \eta_{\text{к.с.}} \quad (4.12)$$

где η_{oi} — относительный внутренний к. п. д. газовой турбины; $\eta_{к.с}$ — к. п. д. камеры сгорания; η_k — внутренний (адиабатный) к. п. д. компрессора; $\tau = T_1/T_3$ — отношение абсолютной температуры газов (T_1), выходящих из камеры сгорания, к абсолютной температуре воздуха (T_3), засасываемого в компрессор; $\lambda = p_2/p_1$ — степень повышения давления в компрессоре; p_1 и p_2 — давление воздуха перед компрессором и после него, Па; $m = (k-1)/k$, k — показатель адиабаты.

Внешние (механические) потери оцениваются механическим к. п. д. установки ($\eta_m^{ГТУ}$).

Внутренние и внешние потери оцениваются эффективным к. п. д. установки:

$$\eta_e^{ГТУ} = \eta_i^{ГТУ} \eta_m^{ГТУ}. \quad (4.13)$$

Эффективная мощность (кВт) находится по формуле

$$N_e^{ГТУ} = N_{e.т} - N_{e.к}, \quad (4.14)$$

где $N_{e.т}$ — эффективная мощность турбины, кВт; $N_{e.к}$ — эффективная мощность привода компрессора, кВт.

Внутренняя мощность (кВт)

$$N_i^{ГТУ} = N_e^{ГТУ} / \eta_m^{ГТУ}. \quad (4.15)$$

Удельный расход [кг/(кВт · ч)] воздуха

$$d_i^{ГТУ} = 3600 G_B / N_i^{ГТУ}. \quad (4.16)$$

Удельный расход [кДж/(кВт · ч)] теплоты

$$q_i^{ГТУ} = 3600 / \eta_i^{ГТУ}. \quad (4.17)$$

Удельный эффективный расход [кг/(кВт · ч)] топлива

$$b_e^{ГТУ} = 3600 B / N_e^{ГТУ} = 3600 / \eta_e^{ГТУ} Q_H^p, \quad (4.18)$$

где B — расход топлива в ГТУ, кг/с.

Способы повышения экономичности ГТУ. Экономичность ГТУ можно повысить как за счет применения регенерации теплоты отработавших в турбине газов, так и за счет ступенчатого сжатия воздуха с промежуточным его охлаждением.

Внутренний к. п. д. ГТУ с регенерацией теплоты находится по формуле

$$\eta_i^{ГТУ} = \frac{\eta_{oi} \tau (1 - 1/\lambda^m) - (\lambda^m - 1)/\eta_k}{\tau - \{(1 - \sigma)[1 + (\lambda^m - 1)/\eta_k] + \sigma \tau [1 - (1 - 1/\lambda^m)\eta_{oi}]\}} \eta_{к.с}, \quad (4.19)$$

где σ — степень регенерации, определяется по формуле

$$\sigma = (t'_b - t''_b) / (t'_r - t''_b), \quad (4.20)$$

где t''_b и t'_b — температура воздуха перед регенератором и после него, °С; t'_r — температура газа перед регенератором, °С.

Эффективный к. п. д. ГТУ с регенерацией теплоты

$$\eta_e^{ГТУ} = \eta_i^{ГТУ} \eta_m^{ГТУ}. \quad (4.21)$$

Внутренний к. п. д. ГТУ с двухступенчатым сжатием воздуха и регенерацией

$$\eta_i^{ГТУ} = \frac{\left(1 - \frac{1}{\lambda^m}\right) \eta_{oi} - \frac{\lambda_1^m - 1}{\tau_1 \eta_{k1}} - \frac{\lambda_2^m - 1}{\tau_2 \eta_{k2}}}{1 - \sigma \left[1 - \eta_{oi} \left(1 - \frac{1}{\lambda^m}\right)\right] - \frac{1 - \sigma}{\tau_2} \left(1 + \frac{\lambda_2^m - 1}{\eta_{k2}}\right)} \eta_{к.с}, \quad (4.22)$$

где η_{k1} и η_{k2} — соответственно внутренние к. п. д. первого и второго компрессоров; λ_1 и λ_2 — соответственно степени повышения давления в первом и втором компрессорах; $\lambda = \lambda_1 \lambda_2$ — степень повышения давления в установке; $\tau_1 = T_1/T_3$ — отношение абсолютной температуры газов (T_1), выходящих из камеры сгорания, к абсолютной температуре воздуха (T_3), засасываемого в первый компрессор; $\tau_2 = T_1/T'_3$ — отношение абсолютной температуры газов (T_1), выходящих из камеры сгорания, к абсолютной температуре воздуха (T'_3), засасываемого во второй компрессор.

Задача 4.16. Определить внутренний к. п. д. ГТУ, если известны степень повышения давления в компрессоре $\lambda = 4$, температура всасываемого воздуха в компрессоре $t_3 = 20$ °С, температура газа на выходе из камеры сгорания $t_1 = 700$ °С, относительный внутренний к. п. д. турбины $\eta_{oi} = 0,88$, внутренний к. п. д. компрессора $\eta_k = 0,85$,

к. п. д. камеры сгорания $\eta_{к.с} = 0,97$ и показатель адиабаты $k = 1,4$.

Ответ: $\eta_i^{ГТУ} = 0,175$.

Задача 4.17. Определить эффективный к. п. д. ГТУ, если степень повышения давления в компрессоре $\lambda = 3,9$, температура всасываемого в компрессор воздуха $t_3 = 22^\circ\text{C}$, температура газа на выходе из камеры сгорания $t_1 = 717^\circ\text{C}$, относительный внутренний к. п. д. турбины $\eta_{oi} = 0,89$, внутренний к. п. д. компрессора $\eta_k = 0,86$, к. п. д. камеры сгорания $\eta_{к.с} = 0,98$, механический к. п. д. $\eta_m = 0,88$ и показатель адиабаты $k = 1,4$.

Ответ: $\eta_e^{ГТУ} = 0,167$.

Задача 4.18. Определить внутренний к. п. д. ГТУ с регенерацией теплоты, если степень регенерации

$\sigma = 0,7$, степень повышения давления в компрессоре $\lambda = 3,16$, температура всасываемого воздуха в компрессор $t_3 = 27^\circ\text{C}$, температура газа на выходе из камеры сгорания $t_1 = 707^\circ\text{C}$, относительный внутренний к. п. д. турбины $\eta_{oi} = 0,87$, внутренний к. п. д. компрессора $\eta_k = 0,85$, к. п. д. камеры сгорания $\eta_{к.с} = 0,97$ и показатель адиабаты $k = 1,4$.

Ответ: $\eta_i^{ГТУ} = 0,31$.

Задача 4.19. Определить эффективный к. п. д. ГТУ (рис. 4.2), работающий со сгоранием топлива при постоянном давлении с регенерацией теплоты, если степень повышения давления в компрессоре $\lambda = 5$, температура всасываемого воздуха в компрессор 1 $t_3 = 20^\circ\text{C}$, температура газа на выходе из камеры сгорания 3 $t_1 = 702^\circ\text{C}$, температура воздуха перед регенератором 2 $t'_b = 220^\circ\text{C}$, температура газов после регенератора $t'_r = 387^\circ\text{C}$, относительный внутренний к. п. д. турбины 4 $\eta_{oi} = 0,88$, внутренний к. п. д. компрессора $\eta_k = 0,85$, к. п. д. камеры сгорания $\eta_{к.с} = 0,98$, механический к. п. д. $\eta_m^{ГТУ} = 0,88$ и показатель адиабаты $k = 1,4$.

Решение: Степень регенерации ГТУ находим по формуле (4.20):

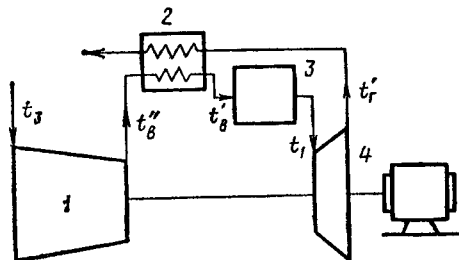


Рис. 4.2

$$\sigma = (t'_b - t''_b) / (t'_r - t''_b) = (337 - 220) / (387 - 220) = 0,7.$$

Внутренний к. п. д. ГТУ с регенерацией теплоты определяем по формуле (4.19), в которой $m = (k - 1) / k = (1,4 - 1) / 1,4 = 0,286$:

$$\begin{aligned} \eta_i^{ГТУ} &= \frac{\eta_{oi} \tau (1 - 1/\lambda^m) - (\lambda^m - 1) / \eta_k}{\tau - \{(1 - \sigma)[1 + (\lambda^m - 1) / \eta_k] + \sigma \tau [1 - (1 - 1/\lambda^m) \eta_{oi}]\}} \times \\ &\times \eta_{к.с} = \frac{0,88 (975/293) (1 - 1/5^{0,286}) -}{975/293 - \{(1 - 0,7) [1 + (5^{0,286} - 1) / 0,85] +} \\ &\rightarrow \frac{-(5^{0,286} - 1) / 0,85}{+ 0,7 (975/293) [1 - (1 - 1/5^{0,286}) 0,88]\}} 0,98 = 0,325. \end{aligned}$$

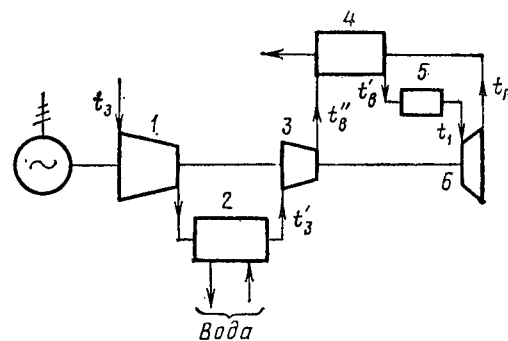


Рис. 4.3

Эффективный к. п. д. ГТУ с регенерацией теплоты находим по формуле (4.21):

$$\eta_e^{ГТУ} = \eta_i^{ГТУ} \eta_m^{ГТУ} = 0,325 \cdot 0,88 = 0,286.$$

Задача 4.20. Определить эффективный к. п. д., эффективную и внутреннюю мощность ГТУ с двухступенчатым сжатием и регенерацией (рис. 4.3), если температура всасываемого воздуха в компрессор низкого давления $t_3 = 17^\circ\text{C}$, температура воздуха после охладителя 2 $t'_3 = 20^\circ\text{C}$, температура газа на выходе из камеры сгорания 5 $t_1 = 800^\circ\text{C}$, степени повышения давления в компрессоре низкого давления 1 и компрессоре высокого давления 3 $\lambda_1 = \lambda_2 = 3,16$, температура воздуха перед регенератором 4 $t'_b = 134^\circ\text{C}$, температура воздуха после регенератора $t'_b = 239^\circ\text{C}$, тем-

температура газов перед регенератором $t'_r = 284^\circ\text{C}$, относительный внутренний к. п. д. турбины $\eta_{oi} = 0,87$, внутренние к. п. д. компрессоров низкого и высокого давления $\eta_{к1} = \eta_{к2} = 0,86$, к. п. д. камеры сгорания $\eta_{к.с} = 0,97$, механический к. п. д. $\eta_m^{ГТУ} = 0,89$, показатель адиабаты $k = 1,4$, расход топлива $B = 0,5 \text{ кг/с}$ и низшая теплота сгорания топлива $Q_p^p = 42\,000 \text{ кДж/кг}$.

Решение: Степень регенерации ГТУ определим по формуле (4.20):

$$\sigma = (t'_b - t''_b)/(t'_r - t''_b) = (239 - 134)/(284 - 134) = 0,7.$$

Степень повышения давления в ГТУ

$$\lambda = \lambda_1 \lambda_2 = 3,16 \cdot 3,16 = 10.$$

Внутренний к. п. д. ГТУ с двухступенчатым сжатием воздуха и регенерацией находим по формуле (4.22), в которой $m = (k - 1)/k = (1,4 - 1)/1,4 = 0,286$:

$$\begin{aligned} \eta_i^{ГТУ} &= \\ &= \frac{\left(1 - \frac{1}{\lambda^m}\right) \eta_{oi} - \frac{\lambda_1^m - 1}{\tau_1 \eta_{к1}} - \frac{\lambda_2^m - 1}{\tau_2 \eta_{к2}}}{1 - \sigma \left[1 - \eta_{oi} \left(1 - \frac{1}{\lambda^m}\right)\right] - \frac{1 - \sigma}{\tau_2} \left(1 + \frac{\lambda_2^m - 1}{\eta_{к2}}\right)} \eta_{к.с} = \\ &= \frac{\left(1 - \frac{1}{10^{0,286}}\right) 0,87 - \frac{3,16^{0,286} - 1}{(1073/290) 0,86} -}{1 - 0,7 \left[1 - 0,87 \left(1 - \frac{1}{10^{0,286}}\right)\right] - \frac{3,16^{0,286} - 1}{(1073/293) 0,86}} \cdot 0,97 = 0,348. \\ &- \frac{1 - 0,7}{1073/293} \left(1 + \frac{3,16^{0,286} - 1}{0,86}\right) \end{aligned}$$

Эффективный к. п. д. ГТУ — по формуле (4.21):

$$\eta_e^{ГТУ} = \eta_i^{ГТУ} \eta_m^{ГТУ} = 0,348 \cdot 0,89 = 0,31.$$

Эффективную мощность ГТУ — из формулы (4.18):

$$N_e^{ГТУ} = B Q_p^p \eta_e^{ГТУ} = 0,5 \cdot 42\,000 \cdot 0,31 = 6510 \text{ кВт}.$$

Внутреннюю мощность ГТУ — по формуле (4.15):

$$N_i^{ГТУ} = N_e^{ГТУ} / \eta_m^{ГТУ} = 6510 / 0,89 = 7315 \text{ кВт}.$$

Задача 4.21. Определить эффективную мощность и удельный расход воздуха ГТУ, если располагаемый теплоперепад в турбине $H_0 = 230 \text{ кДж/кг}$, расход газа $G_r = 120 \text{ кг/с}$, расход воздуха $G_b = 120 \text{ кг/с}$, относительный эффективный к. п. д. турбины $\eta_{o.e} = 0,75$, механический к. п. д. установки $\eta_m^{ГТУ} = 0,88$ и эффективная мощность привода компрессора $N_{e.к} = 8700 \text{ кВт}$.

Ответ: $N_e^{ГТУ} = 12\,000 \text{ кВт}$; $d_i^{ГТУ} = 32 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}$.

Задача 4.22. Опре-

делить удельный эффективный расход топлива ГТУ, если степень повышения давления в компрессоре $\lambda = 4$, температура всасываемого в компрессор воздуха $t_3 = 20^\circ\text{C}$, температура газа на выходе из камеры сгорания $t_1 = 700^\circ\text{C}$, относительный внутренний к. п. д. турбины $\eta_{oi} = 0,88$, внутренний к. п. д. компрессора $\eta_{к} = 0,85$, к. п. д. камеры сгорания $\eta_{к.с} = 0,97$, механический к. п. д. $\eta_m^{ГТУ} = 0,89$, показатель адиабаты $k = 1,4$ и низшая теплота сгорания топлива $Q_p^p = 42\,000 \text{ кДж/кг}$.

Ответ: $b_e^{ГТУ} = 0,552 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}$.

Задача 4.23. Определить удельный расход теплоты и удельный эффективный расход топлива ГТУ с регенерацией теплоты, если степень повышения давления в компрессоре $\lambda = 3,16$, температура всасываемого в компрессор воздуха $t_3 = 26^\circ\text{C}$, температура газа на выходе из камеры сгорания $t_1 = 704^\circ\text{C}$, температура воздуха перед регенератором $t'_b = 164^\circ\text{C}$, температура воздуха после регенератора $t''_b = 374^\circ\text{C}$, температура газов перед регенератором $t'_r = 464^\circ\text{C}$, относительный внутренний к. п. д. турбины $\eta_{oi} = 0,87$, внутренний к. п. д. компрессора $\eta_{к} = 0,85$, к. п. д. камеры сгорания $\eta_{к.с} = 0,97$, механический к. п. д. $\eta_m^{ГТУ} = 0,89$, показатель адиабаты $k = 1,4$ и низшая теплота сгорания топлива $Q_p^p = 41\,600 \text{ кДж/кг}$.

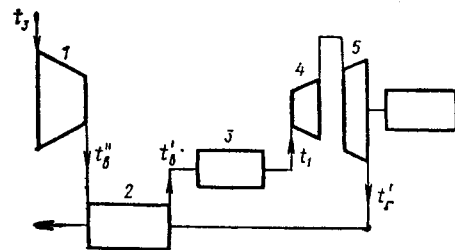


Рис. 4.4

Ответ: $q_i^{ГТУ} = 11,6 \cdot 10^3$ кДж/(кВт · ч); $b_e^{ГТУ} = 0,313$ кг/(кВт · ч).

Задача 4.24. Определить удельный эффективный расход топлива и удельный расход воздуха ГТУ (рис. 4.4), работающий со сгоранием топлива при постоянном давлении с регенерацией теплоты, если расход воздуха $G_a = 110$ кг/с, степень повышения давления в компрессоре $\lambda = 3,16$, температура всасываемого воздуха в компрессор 1 $t_3 = 26$ °С, температура воздуха перед регенератором 2 $t'_3 = 210$ °С, температура воздуха после регенератора $t'_2 = 327$ °С, температура газа на выходе из камеры сгорания 3 $t_1 = 704$ °С, температура газов перед регенератором $t'_1 = 377$ °С, относительный внутренний к. п. д. турбины 4 $\eta_{oi} = 0,87$, внутренний к. п. д. компрессора $\eta_k = 0,85$, к. п. д. камеры сгорания $\eta_{к.с} = 0,97$, механический к. п. д. $\eta_m^{ГТУ} = 0,89$, показатель адиабаты $k = 1,4$, расход топлива $B = 0,48$ кг/с и низшая теплота сгорания топлива $Q_p^p = 41\,800$ кДж/кг.

Ответ: $b_e^{ГТУ} = 0,324$ кг/(кВт · ч); $d_i^{ГТУ} = 63,7$ кг/(кВт · ч)

ГЛАВА 5

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

§ 5.1. ПАРАМЕТРЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ РАБОТУ ДВИГАТЕЛЯ

Среднее индикаторное давление и индикаторная мощность. Под средним индикаторным давлением p_i понимают такое условное постоянное давление, которое, действуя на поршень в течение одного рабочего хода, совершает работу, равную индикаторной работе газов в цилиндре за рабочий цикл.

Согласно определению, среднее индикаторное давление (Па) равно отношению индикаторной работы L_i газов за цикл к единице рабочего объема V_h цилиндра, т. е.

$$p_i = L_i / V_h. \quad (5.1)$$

При наличии индикаторной диаграммы, снятой с двигателя (рис. 5.1), среднее индикаторное давление можно определить по формуле

$$p_i = (F/l)m, \quad (5.2)$$

где F — полезная площадь индикаторной диаграммы, м²; l — длина индикаторной диаграммы, м; m — масштаб давления индикаторной диаграммы, Па/м.

Среднее индикаторное давление при полной нагрузке у четырехтактных карбюраторных двигателей $8 \cdot 10^5 \dots 12 \times 10^5$ Па, у четырехтактных дизелей — $7,5 \cdot 10^5 \dots 10 \times 10^5$ Па, у двухтактных дизелей — $6 \cdot 10^5 \dots 9 \cdot 10^5$ Па.

Индикаторной мощностью N_i (кВт) двигателя называют работу, совершаемую газами в цилиндрах двигателя в единицу времени, т. е.

$$N_i = 2p_i V_h n i / (10^3 \tau), \quad (5.3)$$

где p_i — среднее индикаторное давление, Па; V_h — рабочий объем цилиндра, м³; n — частота вращения коленчатого вала, об/с; τ — тактность двигателя ($\tau = 4$ — для четырехтактных двигателей и $\tau = 2$ — для двухтактных); i — число цилиндров.

Рабочий объем (м³) цилиндра

$$V_h = \pi D^2 S / 4, \quad (5.4)$$

где D — диаметр цилиндра, м; S — ход поршня, м.

Если известны степень сжатия ε двигателя и объем V_c камеры сгорания, то рабочий объем V_h цилиндра может быть определен по формуле

$$V_h = (\varepsilon - 1) V_c, \quad (5.5)$$

где ε — степень сжатия, равная отношению полного объема V_a цилиндра к объему V_c камеры сгорания, т. е.

$$\varepsilon = V_a / V_c = (V_h + V_c) / V_c = (V_h / V_c) + 1.$$

Эффективная мощность двигателя и среднее эффективное давление. Эффективной мощностью N_e называют мощность, снимаемую с коленчатого вала двигателя для получения полезной работы.

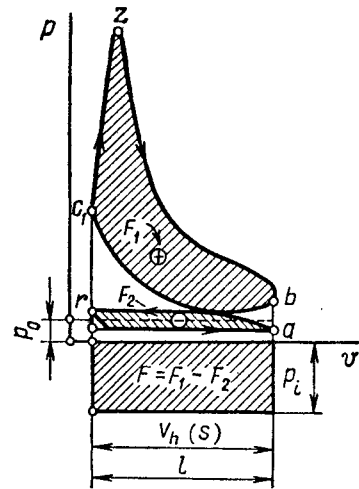


Рис. 5.1

Эффективная мощность меньше индикаторной мощности N_i на величину мощности N_m механических потерь, т. е.

$$N_e = N_i - N_m. \quad (5.6)$$

Механические потери в двигателе оцениваются механическим к. п. д. η_m , который представляет собой отношение эффективной мощности к индикаторной:

$$\eta_m = N_e/N_i = (N_i - N_m)/N_i = 1 - (N_m/N_i). \quad (5.7)$$

Для современных двигателей механический к. п. д. составляет 0,72 ... 0,9. Зная механический к. п. д., можно определить эффективную мощность

$$N_e = \eta_m N_i. \quad (5.8)$$

Эффективная мощность N_e (кВт) двигателя аналогично индикаторной мощности может быть выражена через среднее эффективное давление:

$$N_e = 2p_e V_h n i / (10^3 \cdot \tau). \quad (5.9)$$

Среднее эффективное давление p_e равно разности между средним индикаторным давлением p_i и средним давлением p_m механических потерь:

$$p_e = p_i - p_m. \quad (5.10)$$

Зная механический к. п. д., можно определить среднее эффективное давление (Па):

$$p_e = \eta_m p_i. \quad (5.11)$$

Среднее эффективное давление при максимальной мощности у четырехтактных карбюраторных двигателей составляет $6,5 \cdot 10^5 \dots 9,5 \cdot 10^5$ Па, у четырехтактных дизелей — $6 \cdot 10^5 \dots 8 \cdot 10^5$ Па, у двухтактных дизелей — $5 \cdot 10^5 \dots 7,5 \cdot 10^5$ Па.

Литровая мощность двигателя. Литровой мощностью двигателя N_l (кВт/м³) называют отношение эффективной мощности N_e к литражу двигателя iV_h :

$$N_l = N_e / (iV_h). \quad (5.12)$$

Индикаторный к. п. д. и удельный индикаторный расход топлива. Экономичность действительного рабочего цикла двигателя оценивается индикаторным к. п. д. η_i и удельным индикаторным расходом топлива b_i .

Индикаторный к. п. д. η_i оценивает степень использования теплоты в действительном цикле с учетом всех тепловых потерь и представляет собой отношение теплоты, эквивалентной полезной индикаторной работе, ко всей затраченной теплоте:

$$\eta_i = N_i / (BQ_n^p), \quad (5.13)$$

где N_i — индикаторная мощность, кВт; B — расход топлива, кг/с; Q_n^p — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Удельный индикаторный расход топлива b_i [кг/(кВт·ч)] представляет собой отношение расхода топлива B к индикаторной мощности N_i :

$$b_i = B \cdot 3600 / N_i. \quad (5.14)$$

Значения η_i и b_i для двигателей при их работе на номинальном режиме приведены в табл. 5.1.

Эффективный к. п. д. и удельный эффективный расход топлива. Экономичность работы двигателя в целом оценивается эффективным к. п. д. η_e и удельным эффективным расходом топлива b_e .

Эффективный к. п. д. η_e оценивает степень использования теплоты топлива с учетом всех видов потерь (как тепловых, так и механических) и представляет собой отношение теплоты, эквивалентной полезной эффективной работе, ко всей затраченной теплоте:

$$\eta_e = N_e / (BQ_n^p). \quad (5.15)$$

Если известны индикаторный к. п. д. и механический к. п. д., то

$$\eta_e = \eta_i \eta_m. \quad (5.16)$$

Удельный эффективный расход топлива b_e [кг/(кВт·ч)] представляет собой отношение расхода топлива B к эффективной мощности N_e :

$$b_e = B \cdot 3600 / N_e. \quad (5.17)$$

Значения η_e и b_e для двигателей при их работе на номинальном режиме приведены в табл. 5.1.

Расход (кг/с) воздуха, проходящего через двигатель:

$$M_v = 2V_h \eta_v n i \rho_v / \tau, \quad (5.18)$$

Таблица 5.1

Тип двигателей	Индикаторный к. п. д. η_i	Эффективный к. п. д. η_e	Удельный индикаторный расход топлива b_i , г/(кВт·ч)	Удельный эффективный расход топлива b_e , г/(кВт·ч)
Карбюраторные	0,26...0,38	0,25...0,32	230...300	280...325
Дизели	0,43...0,52	0,35...0,45	160...200	190...240

где V_h — рабочий объем цилиндра, м³; η_v — коэффициент наполнения цилиндров; n — частота вращения коленчатого вала, об/с; i — число цилиндров; ρ_v — плотность воздуха, кг/м³; τ — тактность двигателя.

Задача 5.1. Определить индикаторную и эффективную мощности восьмицилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя, если среднее индикаторное давление $p_i = 7,5 \cdot 10^5$ Па, диаметр цилиндра $D = 0,1$ м, ход поршня $S = 0,095$ м, частота вращения коленчатого вала $n = 3000$ об/мин и механический к. п. д. $\eta_m = 0,8$.

Ответ: $N_i = 112,5$ кВт; $N_e = 90$ кВт.

Задача 5.2. Определить эффективную мощность и удельный эффективный расход топлива восьмицилиндрового четырехтактного дизельного двигателя, если среднее индикаторное давление $p_i = 7,5 \cdot 10^5$ Па, степень сжатия $\varepsilon = 16,5$, объем камеры сгорания $V_c = 12 \cdot 10^{-6}$ м³, угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 220$ рад/с, механический к. п. д. $\eta_m = 0,8$ и расход топлива $B = 1,02 \cdot 10^{-2}$ кг/с.

Решение: Среднее эффективное давление определяем по формуле (5.11):

$$p_e = p_i \eta_m = 7,5 \cdot 10^5 \cdot 0,8 = 6 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Рабочий объем цилиндра — по формуле (5.5):

$$V_h = (\varepsilon - 1)V_c = (16,5 - 1)12 \cdot 10^{-6} = 18,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Частота вращения коленчатого вала

$$n = \omega/(2\pi) = 220/(2 \cdot 3,14) = 35 \text{ об/с.}$$

Эффективную мощность двигателя определяем по формуле (5.9):

$$N_e = 2p_e V_h n i / (10^3 \tau) = 2 \cdot 6 \cdot 10^5 \cdot 18,6 \cdot 10^{-4} \times 35 \cdot 8 / (10^3 \cdot 4) = 156 \text{ кВт.}$$

Удельный эффективный расход топлива — по формуле (5.17):

$$b_e = B3600/N_e = 1,02 \cdot 10^{-2} \cdot 3600/156 = 0,235 \text{ кг/(кВт·ч).}$$

Задача 5.3. Определить удельный эффективный расход топлива шестицилиндрового четырехтактного дизельного двигателя, если среднее эффективное давление $p_e = 7,2 \times 10^5$ Па, полный объем цилиндра $V_a = 7,9 \cdot 10^{-4}$ м³, объем камеры сгорания $V_c = 6,9 \cdot 10^{-5}$ м³, частота вращения коленчатого вала $n = 37$ об/с и расход топлива $B = 3,8 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

Ответ: $b_e = 0,238$ кг/(кВт·ч).

Задача 5.4. Определить индикаторную мощность и среднее индикаторное давление четырехцилиндрового четырехтактного дизельного двигателя, если эффективная мощность $N_e = 100$ кВт, угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 157$ рад/с, степень сжатия $\varepsilon = 15$, объем камеры сгорания $V_c = 2,5 \cdot 10^{-4}$ м³ и механический к. п. д. $\eta_m = 0,84$.

Ответ: $N_i = 119$ кВт; $p_i = 6,8 \cdot 10^5$ Па.

Задача 5.5. Определить индикаторную мощность и удельный индикаторный расход топлива шестицилиндрового четырехтактного дизельного двигателя, если среднее эффективное давление $p_e = 6,2 \cdot 10^5$ Па, диаметр цилиндра $D = 0,11$ м, ход поршня $S = 0,14$ м, средняя скорость поршня $c_m = 8,4$ м/с, расход топлива $B = 5,53 \cdot 10^{-3}$ кг/с и механический к. п. д. $\eta_m = 0,82$.

Ответ: $N_i = 90,5$ кВт; $b_i = 0,220$ кг/(кВт·ч).

Задача 5.6. Определить диаметр цилиндра и ход поршня четырехцилиндрового четырехтактного дизельного двигателя, если эффективная мощность $N_e = 80$ кВт, среднее эффективное давление $p_e = 6 \cdot 10^5$ Па, частота вращения коленчатого вала $n = 1800$ об/мин и средняя скорость поршня $c_m = 9,6$ м/с.

Ответ: $D = 0,135$ м; $S = 0,16$ м.

Задача 5.7. Определить мощность механических потерь восьмицилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя, если среднее индикаторное давление $p_i = 7,5 \cdot 10^5$ Па, диаметр цилиндра $D = 0,1$ м, ход поршня $S = 0,095$ м, частота вращения коленчатого вала $n = 50$ об/с и механический к. п. д. $\eta_m = 0,8$.

Ответ: $N_m = 22,4$ кВт.

Задача 5.8. Определить индикаторную мощность и мощность механических потерь шестицилиндрового двухтактного дизельного двигателя, если среднее эффективное давле-

ние $p_e = 6,36 \cdot 10^5$ Па, степень сжатия $\varepsilon = 16$, объем камеры сгорания $V_c = 7,8 \cdot 10^{-5}$ м³, частота вращения коленчатого вала $n = 35$ об/с и механический к. п. д. $\eta_m = 0,84$.

Ответ: $N_i = 186$ кВт; $N_m = 29,8$ кВт.

Задача 5.9. Определить среднее индикаторное давление и среднее давление механических потерь восьмицилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя, если эффективная мощность $N_e = 145$ кВт, диаметр цилиндра $D = 0,1$ м, ход поршня $S = 0,09$ м, средняя скорость поршня $c_m = 12,0$ м/с и механический к. п. д. $\eta_m = 0,8$.

Ответ: $p_i = 9,6 \cdot 10^5$ Па; $p_m = 1,92 \cdot 10^5$ Па.

Задача 5.10. Определить эффективную мощность и удельный эффективный расход топлива восьмицилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя, если индикаторная работа газов за цикл $L_i = 649$ Дж, диаметр цилиндра $D = 0,1$ м, ход поршня $S = 0,095$ м, средняя скорость поршня $c_m = 9,5$ м/с, механический к. п. д. $\eta_m = 0,85$ и расход топлива $B = 9,7 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

Ответ: $N_e = 110,5$ кВт; $b_e = 0,316$ кг/(кВт · ч).

Задача 5.11. Определить удельные индикаторный и эффективный расходы топлива четырехцилиндрового четырехтактного дизельного двигателя, если среднее индикаторное давление $p_i = 6,8 \cdot 10^5$ Па, степень сжатия $\varepsilon = 15$, полный объем цилиндра $V_a = 37,5 \cdot 10^{-4}$ м³, угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 157$ рад/с, механический к. п. д. $\eta_m = 0,84$ и расход топлива $B = 5,95 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

Ответ: $b_i = 0,180$ кг/(кВт · ч); $b_e = 0,214$ кг/(кВт · ч).

Задача 5.12. Определить эффективную мощность и мощность механических потерь шестицилиндрового четырехтактного дизельного двигателя, если среднее эффективное давление $p_e = 5,4 \cdot 10^5$ Па, диаметр цилиндра $D = 0,108$ м, ход поршня $S = 0,12$ м, средняя скорость поршня $c_m = 8,4$ м/с и механический к. п. д. $\eta_m = 0,78$.

Ответ: $N_e = 62,4$ кВт; $N_m = 17,6$ кВт.

Задача 5.13. Определить среднее индикаторное давление и индикаторную мощность шестицилиндрового четырехтактного дизельного двигателя, если диаметр цилиндра $D = 0,15$ м, ход поршня $S = 0,18$ м, частота вращения коленчатого вала $n = 1500$ об/мин. Индицированием двигателя получена индикаторная диаграмма полезной площадью $F = 1,95 \cdot 10^{-3}$ м², длиной $l = 0,15$ м при масштабе давлений $m = 0,6 \cdot 10^8$ Па/м.

Ответ: $p_i = 7,8 \cdot 10^5$ Па, $N_i = 186$ кВт.

Задача 5.14. Определить удельный индикаторный расход топлива шестицилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя, если диаметр цилиндра $D = 0,082$ м, ход поршня $S = 0,11$ м, частота вращения коленчатого вала $n = 2800$ об/мин, расход топлива $B = 4,5 \cdot 10^{-3}$ кг/с. Индицированием двигателя получена индикаторная диаграмма полезной площадью $F = 1,6 \cdot 10^{-3}$ м², длиной $l = 0,2$ м при масштабе давлений $m = 1 \cdot 10^8$ Па/м.

Решение: Среднее индикаторное давление определяем по формуле (5.2):

$$p_i = Fm/l = 1,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1 \cdot 10^8 / 0,2 = 8 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Рабочий объем цилиндра — по формуле (5.4):

$$V_h = \pi D^2 S / 4 = 3,14 \cdot 0,082^2 \cdot 0,11 / 4 = 5,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Индикаторную мощность двигателя — по формуле (5.3):

$$N_i = 2p_i V_{hni} / (10^3 \tau) = 2 \cdot 8 \cdot 10^5 \cdot 5,8 \cdot 10^{-4} \times 2800 \cdot 6 / (4 \cdot 10^3 \cdot 60) = 65 \text{ кВт.}$$

Удельный индикаторный расход топлива — по формуле (5.14):

$$b_i = B \cdot 3600 / N_i = 4,5 \cdot 10^{-3} \cdot 3600 / 65 = 0,249 \text{ кг/(кВт · ч).}$$

Задача 5.15. Определить индикаторную мощность и мощность механических потерь четырехцилиндрового четырехтактного дизельного двигателя, если степень сжатия $\varepsilon = 17$, полный объем цилиндра $V_a = 11,9 \cdot 10^{-4}$ м³, угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 157$ рад/с и механический к. п. д. $\eta_m = 0,81$. Индицированием двигателя получена индикаторная диаграмма полезной площадью $F = 1,8 \cdot 10^{-3}$ м², длиной $l = 0,2$ м при масштабе давлений $m = 0,8 \cdot 10^8$ Па/м.

Ответ: $N_i = 40,3$ кВт; $N_m = 7,7$ кВт.

Задача 5.16. Определить среднее эффективное давление и среднее давление механических потерь двухцилиндрового четырехтактного дизельного двигателя, если эффективная мощность $N_e = 18$ кВт, диаметр цилиндра $D = 0,105$ м, ход поршня $S = 0,12$ м, частота вращения коленчатого вала $n = 30$ об/с и механический к. п. д. $\eta_m = 0,78$.

Ответ: $p_e = 5,77 \cdot 10^5$ Па; $p_m = 1,63 \cdot 10^5$ Па.

Задача 5.17. Определить эффективную мощность и механический к. п. д. шестицилиндрового четырехтактного дизельного двигателя, если среднее эффективное давление $p_e = 7,2 \cdot 10^5$ Па, полный объем цилиндра $V_a = 7,9 \cdot 10^{-4}$ м³, объем камеры сгорания $V_c = 6,9 \cdot 10^{-5}$ м³, частота вращения коленчатого вала $n = 37$ об/с и мощность механических потерь $N_m = 14,4$ кВт.

Ответ: $N_e = 57,6$ кВт; $\eta_m = 0,8$.

Задача 5.18. Определить среднюю скорость поршня и степень сжатия четырехцилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя, если эффективная мощность $N_e = 51,5$ кВт, среднее эффективное давление $p_e = 6,45 \times 10^5$ Па, ход поршня $S = 0,092$ м, частота вращения коленчатого вала $n = 4000$ об/мин и объем камеры сгорания $V_c = 1 \cdot 10^{-4}$ м³.

Ответ: $c_m = 12,3$ м/с; $\varepsilon = 7,0$.

Задача 5.19. Определить угловую скорость вращения коленчатого вала и степень сжатия шестицилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя, если эффективная мощность $N_e = 66$ кВт, среднее эффективное давление $p_e = 6,5 \cdot 10^5$ Па, частота вращения коленчатого вала $n = 60$ об/с и полный объем цилиндра $V_a = 6,63 \cdot 10^{-4}$ м³.

Ответ: $\omega = 377$ рад/с; $\varepsilon = 6,7$.

Задача 5.20. Определить индикаторную мощность и механический к. п. д. восьмицилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя, если среднее индикаторное давление $p_i = 7,5 \cdot 10^5$ Па, диаметр цилиндра $D = 0,1$ м, ход поршня $S = 0,095$ м, средняя скорость поршня $c_m = 9,5$ м/с и мощность механических потерь $N_m = 23,5$ кВт.

Ответ: $N_i = 111,8$ кВт; $\eta_m = 0,79$.

Задача 5.21. Определить литраж и удельный эффективный расход топлива шестицилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя, если эффективная мощность $N_e = 52$ кВт, среднее эффективное давление $p_e = 6,4 \times 10^5$ Па, угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 314$ рад/с и расход топлива $B = 3,8 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

Ответ: $iV_h = 32,5 \cdot 10^{-4}$ м³; $b_e = 0,263$ кг/(кВт · ч).

Задача 5.22. Определить расход топлива четырехцилиндрового четырехтактного дизельного двигателя, если среднее индикаторное давление $p_i = 6,8 \cdot 10^5$ Па, частота вращения коленчатого вала $n = 25$ об/с, степень сжатия $\varepsilon = 15$, объем камеры сгорания $V_c = 2,5 \cdot 10^{-4}$ м³, механический к. п. д. $\eta_m = 0,84$ и удельный эффективный расход топлива $b_e = 0,180$ кг/(кВт · ч).

Ответ: $B = 5 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

Задача 5.23. Определить расход топлива шестицилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя если среднее индикаторное давление $p_i = 8 \cdot 10^5$ Па, диаметр цилиндра $D = 0,082$ м, ход поршня $S = 0,11$ м, средняя скорость поршня $c_m = 9,9$ м/с, механический к. п. д. $\eta_m = 0,85$ и удельный эффективный расход топлива $b_e = 0,276$ кг/(кВт · ч).

Ответ: $B = 4,08 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

Задача 5.24. Определить литровую мощность и удельный индикаторный расход топлива восьмицилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя, если среднее индикаторное давление $p_i = 8 \cdot 10^5$ Па, диаметр цилиндра $D = 0,12$ м, ход поршня $S = 0,1$ м, угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 377$ рад/с, механический к. п. д. $\eta_m = 0,8$ и расход топлива $B = 16 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

Решение: Рабочий объем цилиндра определяем по формуле (5.4):

$$V_h = \pi D^2 S / 4 = 3,14 \cdot 0,12^2 \cdot 0,1 / 4 = 11,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Частота вращения коленчатого вала

$$n = \omega / (2\pi) = 377 / (2 \cdot 3,14) = 60 \text{ об/с}.$$

Индикаторную мощность двигателя находим по формуле (5.3):

$$N_i = 2 p_i V_h n i / (10^3 \tau) = 2 \cdot 8 \cdot 10^5 \cdot 11,3 \cdot 10^{-4} \times 60 \cdot 8 / (10^3 \cdot 4) = 217 \text{ кВт}.$$

Эффективную мощность двигателя — по формуле (5.8):

$$N_e = N_i \eta_m = 217 \cdot 0,8 = 173,6 \text{ кВт}.$$

Литровую мощность двигателя — по формуле (5.12)

$$N_L = N_e / (iV_h) = 173,6 / (8 \cdot 11,3 \cdot 10^{-4}) = 19200 \text{ кВт/м}^3$$

Удельный индикаторный расход топлива — по формуле (5.14):

$$b_i = B \cdot 3600 / N_i = 16 \cdot 10^{-3} \cdot 3600 / 217 = 0,265 \text{ кг/(кВт · ч)}.$$

Задача 5.25. Определить литровую мощность шестицилиндрового четырехтактного дизельного двигателя, если среднее эффективное давление $p_e = 7 \cdot 10^5$ Па, частота вращения коленчатого вала $n = 35$ об/с, степень сжатия $\varepsilon = 14,5$ и объем камеры сгорания $V_c = 22 \cdot 10^{-5}$ м³.

Ответ: $N_L = 12250$ кВт/м³.

Задача 5.26. Определить индикаторную мощность и расход топлива восьмицилиндрового карбюраторного двигателя, если среднее эффективное давление $p_e = 6,56 \times 10^5$ Па, диаметр цилиндра $D = 0,12$ м, ход поршня $S = 0,1$ м, частота вращения коленчатого вала $n = 70$ об/с, механический к. п. д. $\eta_m = 0,82$ и удельный индикаторный расход топлива $b_i = 0,265$ кг/(кВт · ч).

Ответ: $N_i = 253$ кВт; $B = 18,6 \cdot 10^{-2}$ кг/с.

Задача 5.27. Определить частоту вращения коленчатого вала и удельный эффективный расход топлива четырехци-

линдрового четырехтактного дизельного двигателя, если эффективная мощность $N_e = 109$ кВт, среднее эффективное давление $p_e = 5,6 \cdot 10^5$ Па, степень сжатия $\varepsilon = 14$, объем камеры сгорания $V_c = 2,5 \cdot 10^{-4}$ м³ и расход топлива $B = 6,5 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

Ответ: $n = 30$ об/с; $b_e = 0,215$ кг/(кВт · ч).

Задача 5.28. Определить эффективный к. п. д. шестицилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя, если среднее эффективное давление $p_e = 6,2 \cdot 10^5$ Па, низшая теплота сгорания топлива $Q_n^p = 44\,000$ кДж/кг, диаметр цилиндра $D = 0,092$ м, ход поршня $S = 0,082$ м, средняя скорость поршня $c_m = 8,2$ м/с и расход топлива $B = 4,4 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

Решение: Рабочий объем цилиндра определяем по формуле (5.4):

$$V_h = \pi D^2 S / 4 = 3,14 \cdot 0,092^2 \cdot 0,082 / 4 = 5,45 \times 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Частота вращения коленчатого вала

$$n = c_m / (2S) = 8,2 / (2 \cdot 0,082) = 50 \text{ об/с}.$$

Эффективную мощность двигателя находим по формуле (5.9):

$$N_e = 2 p_e V_h n i / (10^3 \tau) = 2 \cdot 6,2 \cdot 10^5 \cdot 5,45 \cdot 10^{-4} \times 50 \cdot 6 / (10^3 \cdot 4) = 50,7 \text{ кВт}.$$

Эффективный к. п. д. — по формуле (5.15):

$$\eta_e = N_e / (B Q_n^p) = 50,7 / (4,4 \cdot 10^{-3} \cdot 44\,000) = 0,26.$$

Задача 5.29. Определить индикаторный и механический к. п. д. четырехцилиндрового четырехтактного дизельного двигателя, если среднее индикаторное давление $p_i = 6,8 \cdot 10^5$ Па, низшая теплота сгорания топлива $Q_n^p = 41\,800$ кДж/кг, угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 157$ рад/с, степень сжатия $\varepsilon = 15$, объем камеры сгорания $V_c = 2,5 \cdot 10^{-4}$ м³, расход топлива $B = 6 \cdot 10^{-3}$ кг/с и эффективный к. п. д. $\eta_e = 0,4$.

Ответ: $\eta_i = 0,476$; $\eta_m = 0,84$.

Задача 5.30. Определить индикаторный к. п. д. шестицилиндрового двухтактного дизельного двигателя, если среднее эффективное давление $p_e = 6,36 \cdot 10^5$ Па, низшая теплота сгорания топлива $Q_n^p = 42\,000$ кДж/кг, степень сжатия $\varepsilon = 16$, объем камеры сгорания $V_c = 7,8 \cdot 10^{-5}$ м³, частота вращения коленчатого вала $n = 2100$ об/мин, рас-

ход топлива $B = 1,03 \cdot 10^{-2}$ кг/с и мощность механических потерь $N_m = 29,8$ кВт.

Ответ: $\eta_i = 0,43$.

Задача 5.31. Определить индикаторный и эффективный к. п. д. четырехцилиндрового четырехтактного дизельного двигателя, если степень сжатия $\varepsilon = 17$, полный объем цилиндра $V_a = 11,9 \cdot 10^{-4}$ м³, угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 157$ рад/с, низшая теплота сгорания топлива $Q_n^p = 42\,600$ кДж/кг, расход топлива $B = 2,2 \times 10^{-3}$ кг/с и механический к. п. д. $\eta_m = 0,81$. Индицированием двигателя получена индикаторная диаграмма полезной площадью $F = 1,9 \cdot 10^{-3}$ м², длиной $l = 0,19$ м, при масштабе давлений $m = 0,72 \cdot 10^6$ Па/м.

Ответ: $\eta_i = 0,43$; $\eta_e = 0,35$.

Задача 5.32. Определить расход топлива для восьмицилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя, если среднее эффективное давление $p_e = 7 \cdot 10^5$ Па, полный объем цилиндра $V_a = 7,9 \cdot 10^{-4}$ м³, объем камеры сгорания $V_c = 7,0 \cdot 10^{-5}$ м³, частота вращения коленчатого вала $n = 53$ об/с, низшая теплота сгорания топлива $Q_n^p = 46\,000$ кДж/кг и эффективный к. п. д. $\eta_e = 0,28$.

Ответ: $B = 8,3 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

Задача 5.33. Определить расход топлива для шестицилиндрового четырехтактного дизельного двигателя, если среднее индикаторное давление $p_i = 9 \cdot 10^5$ Па, полный объем цилиндра $V_a = 7,9 \cdot 10^{-4}$ м³, объем камеры сгорания $V_c = 6,9 \cdot 10^{-5}$ м³, частота вращения коленчатого вала $n = 2220$ об/мин, низшая теплота сгорания топлива $Q_n^p = 42\,800$ кДж/кг, эффективный к. п. д. $\eta_e = 0,35$ и механический к. п. д. $\eta_m = 0,84$.

Решение: Рабочий объем цилиндра

$$V_h = V_a - V_c = 7,9 \cdot 10^{-4} - 6,9 \cdot 10^{-5} = 7,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Индикаторный к. п. д. определяем из формулы (5.16):

$$\eta_i = \eta_e / \eta_m = 0,35 / 0,84 = 0,44.$$

Индикаторную мощность двигателя — по формуле (5.3):

$$N_i = 2 p_i V_h n i / (10^3 \tau) = 2 \cdot 9 \cdot 10^5 \cdot 7,2 \cdot 10^{-4} \times 2220 \cdot 6 / (10^3 \cdot 4 \cdot 60) = 72 \text{ кВт}.$$

Расход топлива — из формулы (5.13):

$$B = N_i / (\eta_i Q_n^p) = 72 / (0,44 \cdot 42\,800) = 3,82 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}.$$

Задача 5.34. Определить экономию топлива в процентах, которую дает замена карбюраторного двигателя дизельным при средней индикаторной мощности $N_i = 148$ кВт, если индикаторный к. п. д. карбюраторного двигателя $\eta_{i1} = 0,34$, дизельного — $\eta_{i2} = 0,45$. Низшая теплота сгорания бензина $Q_{н1}^p = 43\,500$ кДж/кг, дизельного топлива $Q_{н2}^p = 42\,600$ кДж/кг.

Ответ: $\Delta B = 23\%$.

Задача 5.35. Определить экономию топлива в процентах, которую дает замена восьмицилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя дизельным, при одинаковой эффективной мощности, если у карбюраторного двигателя эффективное давление $p_e = 6,4 \cdot 10^5$ Па, рабочий объем цилиндра $V_h = 11,3 \cdot 10^{-4}$ м³, частота вращения коленчатого вала $n = 60$ об/с, эффективный к. п. д. $\eta_{e1} = 0,31$, а у дизельного двигателя эффективный к. п. д. $\eta_{e2} = 0,38$. Низшая теплота сгорания бензина $Q_{н1}^p = 43\,000$ кДж/кг, а дизельного топлива $Q_{н2}^p = 42\,500$ кДж/кг.

Решение: Эффективную мощность карбюраторного двигателя определяем по формуле (5.9):

$$N_e = 2p_e V_h n i / (10^3 \tau) = 2 \cdot 6,4 \cdot 10^5 \cdot 11,3 \cdot 10^{-4} \times 60 \cdot 8 / (10^3 \cdot 4) = 173,6 \text{ кВт.}$$

Расход топлива находим из формулы (5.15): для карбюраторного двигателя

$$B_1 = N_e / (\eta_{e1} Q_{н1}^p) = 173,6 / (0,31 \cdot 43\,000) = 0,013 \text{ кг/с;}$$

для дизельного двигателя

$$B_2 = N_e / (\eta_{e2} Q_{н2}^p) = 173,6 / (0,38 \cdot 42\,500) = 0,0108 \text{ кг/с.}$$

Экономия топлива

$$\Delta B = (B_1 - B_2) 100 / B_1 = (0,013 - 0,0108) 100 / 0,013 = 16,9\%.$$

Задача 5.36. Определить расход воздуха, проходящего через шестицилиндровый четырехтактный дизельный двигатель, если диаметр цилиндра $D = 0,15$ м, ход поршня $S = 0,18$ м, средняя скорость поршня $c_m = 9$ м/с, коэффициент наполнения цилиндров $\eta_v = 0,825$ и плотность воздуха $\rho_v = 1,224$ кг/м³.

Решение: Рабочий объем цилиндра определяем по формуле (5.4):

$$V_h = (\pi D^2 / 4) S = (3,14 \cdot 0,15^2 / 4) 0,18 = 31,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Частота вращения коленчатого вала

$$n = c_m / 2S = 9 / (2 \cdot 0,18) = 25 \text{ об/с.}$$

Расход воздуха находим по формуле (5.18):

$$M_v = 2V_h \eta_v n \rho_v / \tau = 2 \cdot 31,8 \cdot 10^{-4} \cdot 0,825 \cdot 6 \cdot 25 \times 1,224 / 4 = 0,241 \text{ кг/с.}$$

Задача 5.37. Определить расход воздуха, проходящего через восьмицилиндровый четырехтактный карбюраторный двигатель, если полный объем цилиндра двигателя $V_a = 7,9 \cdot 10^{-4}$ м³, объем камеры сгорания $V_c = 7,0 \cdot 10^{-5}$ м³, частота вращения коленчатого вала $n = 53$ об/с, коэффициент наполнения цилиндров $\eta_v = 0,83$ и плотность воздуха $\rho_v = 1,224$ кг/м³.

Ответ: $M_v = 0,155$ кг/с.

§ 5.2. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ

Распределение теплоты, полученной при сгорании вводимого в цилиндр топлива, называют тепловым балансом, который обычно определяется экспериментальным путем.

Уравнение теплового баланса имеет вид

$$Q = Q_e + Q_{охл} + Q_r + Q_{н.с} + Q_{ост}, \quad (5.19)$$

где Q — теплота топлива, введенная в двигатель; Q_e — теплота, превращенная в полезную работу; $Q_{охл}$ — теплота, потерянная с охлаждающей водой; Q_r — теплота, потерянная с отработавшими газами; $Q_{н.с}$ — теплота, теряемая вследствие неполного сгорания топлива; $Q_{ост}$ — остаточный член баланса, который равен сумме всех неучтенных потерь.

Тепловой баланс можно составить в процентах от всего количества введенной теплоты:

$$q_e + q_{охл} + q_r + q_{н.с} + q_{ост} = 100, \quad (5.20)$$

где $q_e = (Q_e / Q) 100$; $q_{охл} = (Q_{охл} / Q) 100$; $q_r = (Q_r / Q) 100$ и т. д. Количество располагаемой (введенной) теплоты в течение секунды (кДж/с)

$$Q = B Q_{н}^p, \quad (5.21)$$

где B — расход топлива, кг/с; $Q_{н}^p$ — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Теплота, превращенная в полезную работу (кДж/с):

$$Q_e = N_e, \quad (5.22)$$

где N_e — эффективная мощность двигателя, кВт.
Теплота, потерянная с охлаждающей водой (кДж/с):

$$Q_{охл} = G_{всв} (t_2 - t_1), \quad (5.23)$$

где G_v — расход воды, проходящей через систему, кг/с;
 c_v — теплоемкость воды, кДж/(кг·К), $c_v = 4,19$ кДж/(кг·К);
 t_2 и t_1 — температура воды на входе в систему и выходе из нее, °С.

Теплота, потерянная с отработавшими газами (кДж/с):

$$Q_r = B (V_r c_{pr} t_r - V_v c_{pv} t_v), \quad (5.24)$$

где B — расход топлива, кг/с; V_r и V_v — расходы газов и воздуха, м³/кг; c_{pr} и c_{pv} — средние объемные теплоемкости газов и воздуха при постоянном давлении, кДж/(м³·К);
 t_r и t_v — температура отработавших газов и воздуха, °С.

Теплота, теряемая вследствие неполного сгорания топлива (кДж/с), определяется опытным путем.

Остаточный член теплового баланса (кДж/с)

$$Q_{ост} = Q - (Q_e + Q_{охл} + Q_r + Q_{п.с}). \quad (5.25)$$

Задача 5.38. Определить количество теплоты, введенной в четырехцилиндровый четырехтактный дизельный двигатель, если среднее эффективное давление $p_e = 7,25 \cdot 10^5$ Па, диаметр цилиндра $D = 0,12$ м, ход поршня $S = 0,12$ м, средняя скорость поршня $c_m = 8$ м/с, низшая теплота сгорания топлива $Q_p^p = 42\,300$ кДж/кг и удельный эффективный расход топлива $b_e = 0,252$ кг/(кВт·ч).

Решение: Рабочий объем цилиндра определяем по формуле (5.4):

$$V_h = (\pi D^2/4) S = (3,14 \cdot 0,12^2/4) 0,12 = 13,56 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Частота вращения коленчатого вала

$$n = c_m/(2S) = 8/(2 \cdot 0,12) = 33 \text{ об/с}.$$

Эффективную мощность двигателя находим по (5.9):

$$N_e = (2/\pi 10^3) p_e V_h n i = (2/4 \cdot 10^3) 7,25 \cdot 10^5 \cdot 13,56 \times 10^{-4} \cdot 33 \cdot 4 = 64,9 \text{ кВт}.$$

Расход топлива — из формулы (5.17):

$$B = b_e N_e / 3600 = 0,252 \cdot 64,9 / 3600 = 4,54 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}.$$

Количество теплоты, введенной в двигатель, — по формуле (5.21):

$$Q = B Q_p^p = 4,54 \cdot 10^{-3} \cdot 42\,300 = 192 \text{ кДж/с}.$$

Задача 5.39. Определить количество теплоты, введенной в шестицилиндровый четырехтактный дизельный двигатель, если среднее эффективное давление $p_e = 6,8 \cdot 10^5$ Па, степень сжатия $\varepsilon = 16,5$, объем камеры сгорания $V_c = 12 \cdot 10^{-5}$ м³, угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 220$ рад/с, низшая теплота сгорания топлива $Q_p^p = 44\,000$ кДж/кг и удельный эффективный расход топлива $b_e = 0,25$ кг/(кВт·ч).

Ответ: $Q = 405,8$ кДж/с.

Задача 5.40. Определить количество теплоты, введенной в восьмицилиндровый четырехтактный карбюраторный двигатель, если среднее индикаторное давление $p_i = 9,6 \cdot 10^5$ Па, диаметр цилиндра $D = 0,1$ м, ход поршня $S = 0,09$ м, средняя скорость поршня $c_m = 12,0$ м/с, механический к. п. д. $\eta_m = 0,8$, низшая теплота сгорания топлива $Q_p^p = 44\,400$ кДж/кг и удельный эффективный расход топлива $b_e = 0,31$ кг/(кВт·ч).

Ответ: $Q = 554,4$ кДж/с.

Задача 5.41. Восьмицилиндровый четырехтактный дизельный двигатель эффективной мощностью $N_e = 176$ кВт работает на топливе с низшей теплотой сгорания $Q_p^p = 42\,600$ кДж/кг при эффективном к. п. д. $\eta_e = 0,38$. Определить в процентах теплоту, превращенную в полезную работу, потери теплоты с охлаждающей водой и потери теплоты с отработанными газами, если расход охлаждающей воды через двигатель $G_v = 2$ кг/с, разность температур выходящей из двигателя и входящей воды $\Delta t = 10$ °С, объем газов, получаемый при сгорании 1 кг топлива, $V_r = 16,4$ м³/кг, объем воздуха, необходимый для сгорания 1 кг топлива, $V_v = 15,5$ м³/кг, температура отработавших газов $t_r = 550$ °С, средняя объемная теплоемкость газов $c_{pr} = 1,44$ кДж/(м³·К) и температура воздуха $t_v = 20$ °С.

Решение: Теплота, превращенная в полезную работу, согласно формуле (5.22),

$$Q = N_e = 176 \text{ кДж/с}.$$

Расход топлива двигателем находим из формулы (5.15):

$$B = N_e / (\eta_e Q_p^p) = 176 / (0,38 \cdot 42\,600) = 10,9 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}.$$

Теплота, превращенная в полезную работу (%):

$$q_e = [Q_e / (BQ_n^p)] 100 = [176 / (10,9 \cdot 10^{-3} \cdot 42,600)] 100 = 38\%.$$

Потери теплоты с охлаждающей водой — по формуле (5.23):

$$Q_{охл} = G_v c_v (t_2 - t_1) = 2 \cdot 4,19 \cdot 10 = 83,8 \text{ кДж/с,}$$

или в процентах

$$q_{охл} = [Q_{охл} / (BQ_n^p)] 100 = [83,8 / (10,9 \cdot 10^{-3} \cdot 42,600)] 100 = 18\%.$$

Потери теплоты с отработавшими газами — по формуле (5.24):

$$Q_r = B (V_r c'_{pr} t_r - V_b c'_{pb} t_b) = 10,9 \times 10^{-3} (16,4 \cdot 1,44 \times 550 - 15,5 \cdot 1,3 \cdot 20) = 137,2 \text{ кДж/с,}$$

или в процентах

$$q_r = [Q_r / (BQ_n^p)] 100 = [137,2 / (10,9 \cdot 10^{-3} \cdot 42,600)] \times 100 = 29,5\%.$$

Задача 5.42. Определить потери теплоты в процентах с отработавшими газами в шестицилиндровом четырехтактном карбюраторном двигателе, если среднее эффективное давление $p_e = 6,1 \cdot 10^5$ Па, литраж двигателя $iV_h = 32,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$, угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 314 \text{ рад/с}$, низшая теплота сгорания топлива $Q_n^p = 43\,900 \text{ кДж/кг}$, удельный эффективный расход топлива $b_e = 0,292 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}$ и количество теплоты, потерянной с отработавшими газами, $Q_r = 70 \text{ кДж/с}$.

Ответ: $q_r = 40\%$.

Задача 5.43. Четырехцилиндровый четырехтактный дизельный двигатель индикаторной мощностью $N_i = 50,4 \text{ кВт}$ работает на топливе с низшей теплотой сгорания $Q_n^p = 42\,000 \text{ кДж/кг}$ при индикаторном к. п. д. $\eta_i = 0,4$. Определить потери теплоты с отработавшими газами в кДж/с и процентах, если объем газов, получаемых при сгорании 1 кг топлива, $V_r = 15,9 \text{ м}^3/\text{кг}$, объем воздуха, необходимый для сгорания 1 кг топлива, $V_b = 15 \text{ м}^3/\text{кг}$, температура отработавших газов $t_r = 600^\circ\text{C}$, средняя объемная теплоемкость газов $c'_{pr} = 1,45 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{K)}$ и температура воздуха $t_b = 20^\circ\text{C}$.

Ответ: $Q_r = 40,33 \text{ кДж/с}$; $q_r = 32\%$.

Задача 5.44. Определить в кДж/с и процентах теплоту, превращаемую в полезную работу в шестицилиндровом четырехтактном карбюраторном двигателе, если литровая мощность $N_L = 14\,000 \text{ кВт/м}^3$, рабочий объем цилиндра $V_h = 11,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$, низшая теплота сгорания топлива $Q_n^p = 39\,300 \text{ кДж/кг}$, удельный индикаторный расход топлива $b_i = 0,264 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}$ и механический к. п. д. $\eta_m = 0,81$.

Ответ: $Q_e = 94,9 \text{ кДж/с}$; $q_e = 28,1\%$.

Задача 5.45. Определить в кДж/с и процентах теплоту, превращенную в полезную работу в восьмицилиндровом четырехтактном карбюраторном двигателе, если среднее эффективное давление $p_e = 6 \cdot 10^5$ Па, диаметр цилиндра $D = 0,1 \text{ м}$, ход поршня $S = 0,095 \text{ м}$, угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 314 \text{ рад/с}$, низшая теплота сгорания топлива $Q_n^p = 44\,000 \text{ кДж/кг}$ и удельный эффективный расход топлива $b_e = 0,29 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}$.

Ответ: $Q_e = 89,5 \text{ кДж/с}$; $q_e = 28,2\%$.

Задача 5.46. Определить в процентах теплоту, превращенную в полезную работу в восьмицилиндровом четырехтактном дизельном двигателе, если среднее индикаторное давление $p_i = 7,5 \cdot 10^5$ Па, степень сжатия $\varepsilon = 16,5$, полный объем цилиндра $V_a = 19,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$, частота вращения коленчатого вала $n = 2100 \text{ об/мин}$, механический к. п. д. $\eta_m = 0,8$, низшая теплота сгорания топлива $Q_n^p = 42\,800 \text{ кДж/кг}$ и удельный эффективный расход топлива $b_e = 0,255 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}$.

Ответ: $q_e = 33\%$.

Задача 5.47. Четырехцилиндровый четырехтактный карбюраторный двигатель эффективной мощностью $N_e = 58 \text{ кВт}$ работает на топливе с низшей теплотой сгорания $Q_n^p = 44\,000 \text{ кДж/кг}$ при эффективном к. п. д. $\eta_e = 0,29$. Определить потери теплоты в кДж/с и процентах с охлаждающей водой, если расход охлаждающей воды через двигатель составляет $G_v = 0,96 \text{ кг/с}$ и разность температур выходящей из двигателя и входящей воды $\Delta t = 12^\circ\text{C}$.

Ответ: $Q_{охл} = 48,27 \text{ кДж/с}$; $q_{охл} = 24,1\%$.

Задача 5.48. Четырехцилиндровый четырехтактный дизельный двигатель литровой мощностью $N_L = 10\,000 \text{ кВт/м}^3$ работает на топливе с низшей теплотой сгорания $Q_n^p = 42\,900 \text{ кДж/кг}$ при эффективном к. п. д. $\eta_e = 0,34$. Определить потери теплоты с охлаждающей водой в процентах, если диаметр цилиндра $D = 0,12 \text{ м}$, ход поршня

$S = 0,14$ м, расход охлаждающей воды через двигатель $G_v = 0,94$ кг/с и разность температур выходящей из двигателя и входящей воды $\Delta t = 11$ °С.

Ответ: $q_{охл} = 23,4$ %.

Задача 5.49. Определить в кДж/с и процентах потери теплоты с охлаждающей водой в четырехцилиндровом четырехтактном дизельном двигателе, если среднее индикаторное давление $p_i = 7,6 \cdot 10^5$ Па, диаметр цилиндра $D = 0,11$ м, ход поршня $S = 0,125$ м, частота вращения коленчатого вала $n = 2200$ об/мин, механический к. п. д. $\eta_m = 0,83$, низшая теплота сгорания топлива $Q_n^p = 42\,600$ кДж/кг, удельный эффективный расход топлива $b_e = 0,248$ кг/(кВт·ч), расход охлаждающей воды через двигатель составляет $G_v = 0,92$ кг/с и разность температур выходящей из двигателя и входящей воды $\Delta t = 10$ °С.

Ответ: $Q_{охл} = 38,55$ кДж/с; $q_{охл} = 23,9$ %.

Задача 5.50. Шестицилиндровый четырехтактный дизельный двигатель индикаторной мощностью $N_i = 100$ кВт работает на топливе с низшей теплотой сгорания $Q_n^p = 42\,900$ кДж/кг при индикаторном к. п. д. $\eta_i = 0,45$. Определить расход охлаждающей воды, если потери теплоты с охлаждающей водой $q_{охл} = 22$ % и разность температур выходящей из двигателя и входящей воды $\Delta t = 9$ °С.

Ответ: $G_v = 1,3$ кг/с

Задача 5.51. Определить расход охлаждающей воды и воздуха для восьмицилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя, если количество теплоты, потерянной в охлаждающую среду, $Q_{охл} = 85$ кДж/с, разность температур выходящей из двигателя и входящей воды $\Delta t = 11$ °С, литраж двигателя $iV_h = 59,7 \cdot 10^{-4}$ м³, частота вращения коленчатого вала $n = 53$ об/с, коэффициент наполнения цилиндров $\eta_v = 0,8$ и плотность воздуха $\rho_v = 1,224$ кг/м³.

Ответ: $G_v = 1,84$ кг/с; $M_v = 0,155$ кг/с.

Задача 5.52. Определить расход топлива и охлаждающей воды для четырехцилиндрового четырехтактного дизельного двигателя, если среднее эффективное давление $p_e = 6 \cdot 10^5$ Па, диаметр цилиндра $D = 0,135$ м, ход поршня $S = 0,16$ м, средняя скорость поршня $c_m = 9,6$ м/с, низшая теплота сгорания топлива $Q_n^p = 42\,300$ кДж/кг, эффективный к. п. д. $\eta_e = 0,34$, количество теплоты, потерянной с охлаждающей водой, $Q_{охл} = 42$ кДж/с и разность температур выходящей из двигателя и входящей воды $\Delta t = 10$ °С.

Ответ: $B = 5,56 \cdot 10^{-3}$ кг/с; $G_v = 1$ кг/с.

Задача 5.53. Определить потери теплоты в процентах от неполного сгорания топлива в шестицилиндровом четырехтактном дизельном двигателе, если среднее эффективное давление $p_e = 7,2 \cdot 10^5$ Па, полный объем цилиндра $V_a = 8 \cdot 10^{-4}$ м³, объем камеры сгорания $V_c = 7,9 \cdot 10^{-5}$ м³, частота вращения коленчатого вала $n = 37$ об/с, низшая теплота сгорания топлива $Q_n^p = 42\,700$ кДж/кг, удельный эффективный расход топлива $b_e = 0,250$ кг/(кВт·ч) и количество теплоты, потерянной от неполного сгорания топлива, $Q_{н.с} = 6,8$ кДж/с.

Ответ: $q_{н.с} = 4$ %.

Задача 5.54. Определить потери теплоты в процентах от неполного сгорания топлива в восьмицилиндровом четырехтактном карбюраторном двигателе, если среднее индикаторное давление $p_i = 9,5 \cdot 10^5$ Па, диаметр цилиндра $D = 0,092$ м, ход поршня $S = 0,08$ м, угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 314$ рад/с, механический к. п. д. $\eta_m = 0,82$, низшая теплота сгорания топлива $Q_n^p = 44\,000$ кДж/кг, удельный эффективный расход топлива $b_e = 0,31$ кг/(кВт·ч) и потери теплоты от неполного сгорания топлива $Q_{н.с} = 47,2$ кДж/с.

Ответ: $q_{н.с} = 15$ %.

Задача 5.55. Определить составляющие в процентах теплового баланса четырехцилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя, если среднее эффективное давление $p_e = 6,45 \cdot 10^5$ Па, степень сжатия, $\epsilon = 7,0$, объем камеры сгорания $V_c = 1 \cdot 10^{-4}$ м³, ход поршня $S = 0,092$ м, частота вращения коленчатого вала $n = 4000$ об/мин, низшая теплота сгорания топлива $Q_n^p = 43\,800$ кДж/кг, удельный эффективный расход топлива $b_e = 0,34$ кг/(кВт·ч), потери теплоты с охлаждающей водой $Q_{охл} = 46$ кДж/с, потери теплоты с отработавшими газами $Q_g = 56$ кДж/с, потери теплоты от неполного сгорания топлива $Q_{н.с} = 39,6$ кДж/с и неучтенные потери $Q_{ост} = 19,8$ кДж/с.

Решение: Рабочий объем цилиндра

$$V_h = (\epsilon - 1)V_c = (7 - 1)1 \cdot 10^{-4} = 6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Эффективную мощность двигателя определяем по формуле (5.9):

$$N_e = 2p_e V_h n i / (\tau \cdot 10^3) = 2 \cdot 6,45 \cdot 10^5 \cdot 6 \cdot 10^{-4} \times 4000 \cdot 4 / (4 \cdot 10^3 \cdot 60) = 51,6 \text{ кВт}.$$

Теплоту, превращенную в полезную работу, находим по формуле (5.22):

$$Q_e = N_e = 51,6 \text{ кДж/с.}$$

Расход топлива — из формулы (5.17):

$$B = b_e N_e / 3600 = 0,34 \cdot 51,6 / 3600 = 4,87 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

Теплота (%), превращенная в полезную работу:

$$q_e = [Q_e / (B Q_n^p)] 100 = [51,6 / (4,87 \cdot 10^{-3} \cdot 43\,800)] \times 100 = 24,2 \%$$

Потери теплоты (%) с охлаждающей водой

$$q_{охл} = [Q_{охл} / (B Q_n^p)] 100 = [46 / (4,87 \cdot 10^{-3} \cdot 43\,800)] \times 100 = 21,6 \%$$

Потери теплоты (%) с отработавшими газами

$$q_r = [Q_r / (B Q_n^p)] 100 = [56 / (4,87 \cdot 10^{-3} \cdot 43\,800)] \times 100 = 26,3 \%$$

Потери теплоты (%) от неполного сгорания топлива

$$q_{н.с} = [Q_{н.с} / (B Q_n^p)] 100 = [39,6 / (4,87 \cdot 10^{-3} \cdot 43\,800)] \times 100 = 18,6 \%$$

Неучтенные потери (%)

$$q_{ост} = [Q_{ост} / (B Q_n^p)] 100 = [19,8 / (4,87 \cdot 10^{-3} \cdot 43\,800)] \times 100 = 9,3 \%$$

Для проверки точности вычислений составим тепловой баланс в процентах от всего количества введенной теплоты согласно уравнению (5.20):

$$q_e + q_{охл} + q_r + q_{н.с} + q_{ост} = 24,2 + 21,6 + 26,3 + 18,6 + 9,3 = 100 \%$$

Задача 5.56. Четырехцилиндровый четырехтактный дизельный двигатель эффективной мощностью $N_e = 40 \text{ кВт}$ работает на топливе с низшей теплотой сгорания $Q_n^p = 42\,400 \text{ кДж/кг}$ при эффективном к. п. д. $\eta_e = 0,35$. Определить составляющие теплового баланса в кДж/с, если потери теплоты с охлаждающей водой $q_{охл} = 26 \%$, потери теплоты с отработавшими газами $q_r = 30 \%$ и потери теплоты от неполного сгорания топлива $q_{н.с} = 5 \%$.

Ответ: $Q_e = 40 \text{ кДж/с}$, $Q_{охл} = 29,7 \text{ кДж/с}$, $Q_r = 34,3 \text{ кДж/с}$, $Q_{н.с} = 5,7 \text{ кДж/с}$, $Q_{ост} = 4,6 \text{ кДж/с}$.

Задача 5.57. Определить неучтенные потери в процентах в шестицилиндровом четырехтактном дизельном двигателе, если среднее эффективное давление $p_e = 6,2 \cdot 10^5 \text{ Па}$, диаметр цилиндра $D = 0,11 \text{ м}$, ход поршня $S = 0,14 \text{ м}$, средняя скорость поршня $c_m = 8,4 \text{ м/с}$, низшая теплота сгорания топлива $Q_n^p = 42\,600 \text{ кДж/кг}$, удельный эффективный расход топлива $b_e = 0,244 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}$ и неучтенные потери $Q_{ост} = 10 \text{ кДж/с}$.

Ответ: $q_{ост} = 4,7 \%$.

Задача 5.58. Двенадцатицилиндровый двухтактный дизельный двигатель эффективной мощностью $N_e = 300 \text{ кВт}$ работает на топливе с низшей теплотой сгорания $Q_n^p = 42\,500 \text{ кДж/кг}$ при эффективном к. п. д. $\eta_e = 0,35$. Определить неучтенные потери в кДж/с, если потери теплоты с охлаждающей водой $Q_{охл} = 190 \text{ кДж/с}$, потери теплоты с отработавшими газами $Q_r = 284 \text{ кДж/с}$ и потери теплоты от неполного сгорания топлива $Q_{н.с} = 42 \text{ кДж/с}$.

Ответ: $Q_{ост} = 34 \text{ кДж/с}$.

Задача 5.59. Определить теплоту, превращенную в полезную работу, и неучтенные потери в процентах в восьмицилиндровом четырехтактном дизельном двигателе, если среднее эффективное давление $p_e = 7,14 \cdot 10^5 \text{ Па}$, диаметр цилиндра $D = 0,13 \text{ м}$, отношение $S/D = 1,08$, угловая скорость вращения коленчатого вала $\omega = 178 \text{ рад/с}$, низшая теплота сгорания топлива $Q_n^p = 43\,000 \text{ кДж/кг}$, удельный эффективный расход топлива $b_e = 0,240 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}$ и неучтенные потери $Q_{ост} = 8,6 \text{ кДж/с}$.

Ответ: $q_e = 34,9 \%$; $q_{ост} = 2 \%$.

Задача 5.60. Шестицилиндровый четырехтактный карбюраторный двигатель эффективной мощностью $N_e = 50,7 \text{ кВт}$ работает на топливе с низшей теплотой сгорания $Q_n^p = 44\,000 \text{ кДж/кг}$ при эффективном к. п. д. $\eta_e = 0,26$. Определить удельный эффективный расход топлива и расход охлаждающей воды, если количество теплоты, потерянной с охлаждающей водой, $Q_{охл} = 62 \text{ кДж/с}$ и разность температур выходящей из двигателя и входящей воды $\Delta t = 12 \text{ }^\circ\text{C}$.

Ответ: $b_e = 0,31 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}$; $G_w = 1,23 \text{ кг/с}$.

ГЛАВА 6

КОМПРЕССОРЫ, ВЕНТИЛЯТОРЫ И ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

§ 6.1. КОМПРЕССОРЫ

Компрессоры предназначены для сжатия и перемещения различных газов. Они подразделяются на поршневые, ротационные, центробежные и осевые.

Поршневые компрессоры. Теоретический рабочий процесс одноступенчатого поршневого компрессора изобража-

ется в виде индикаторной диаграммы, построенной в p - V -координатах (рис. 6.1).

Отношение объема всасывания $V_{вс}$ к рабочему объему цилиндра V_h называют объемным к. п. д. ступени компрессора:

$$\eta_{об} = V_{вс}/V_h = 1 - \sigma(\lambda^{1/m} - 1), \quad (6.1)$$

где $\sigma = V_0/V_h$ — относительный объем вредного пространства; V_0 и V_h — соответственно вредный и рабочий объемы цилиндра; λ — степень повышения давления; m — показатель политропы расширения газа, остающегося во вредном объеме.

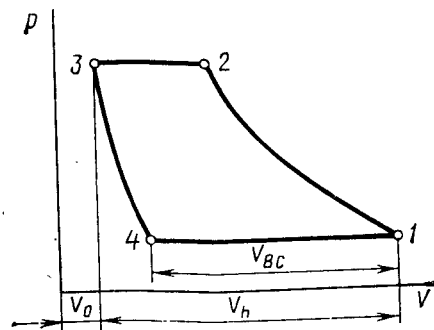


Рис. 6.1

Под степенью повышения давления понимают отношение давления на выходе из ступени к давлению на входе в ступень:

$$\lambda = p_2/p_1. \quad (6.2)$$

Действительный рабочий процесс одноступенчатого поршневого компрессора изображен индикаторной диаграммой (рис. 6.2) и отличается от теоретического главным образом наличием потерь давления во впускном и нагнетательном клапанах.

Отношение действительной подачи компрессора V к теоретической подаче V_T называют коэффициентом подачи компрессора:

$$\eta_v = V/V_T. \quad (6.3)$$

Теоретическая подача компрессора ($\text{м}^3/\text{с}$) определяется по формуле

$$V_T = (\pi D^2/4)(Sn), \quad (6.4)$$

где D — диаметр цилиндра, м; S — ход поршня, м; n — частота вращения вала, об/с.

Коэффициент подачи компрессора может быть найден по формуле

$$\eta_v = \eta_{об}\eta_p\eta_t\eta_{ут}, \quad (6.5)$$

где η_p — коэффициент, учитывающий уменьшение давления газа при всасывании вследствие сопротивления системы всасывания; η_t — коэффициент, учитывающий увеличение температуры газа от нагревания его при контакте со стенками цилиндра; $\eta_{ут}$ — коэффициент, учитывающий утечки газа через неплотности во всасывающих клапанах.

Если известны давление и температура всасываемого газа p_0 и T_0 и параметры газа в начале сжатия в цилиндре p_1 и T_1 , то коэффициенты η_p и η_t определяются по формулам:

$$\eta_p = p_1/p_0; \quad (6.6)$$

$$\eta_t = T_0/T_1. \quad (6.7)$$

Коэффициент, учитывающий утечки газа через неплотности:

$$\eta_{ут} = 1 - (G_{ут}/G_{вс}), \quad (6.8)$$

где $G_{вс}$ и $G_{ут}$ — расход всасываемого газа и на утечки в процессе сжатия и нагнетания, $\text{кг}/\text{с}$.

Массовая подача компрессора ($\text{кг}/\text{с}$) определяется по формуле

$$M = p_1 V / (RT_1), \quad (6.9)$$

где p_1 — давление всасывания, Па; V — действительная подача компрессора при давлении всасывания, $\text{м}^3/\text{с}$; R — газовая постоянная, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; T_1 — абсолютная температура газа на всасывании, К.

Теоретическая мощность (кВт) привода компрессора при изотермическом сжатии

$$N_{из} = p_1 V \ln \lambda / 10^3 = p_1 V \ln (p_2/p_1) / 10^3. \quad (6.10)$$

Теоретическая мощность (кВт) привода компрессора при адиабатном сжатии

$$N_{а.д} = [k/(k-1)](p_1 V / 10^3)(\lambda^{(k-1)/k} - 1), \quad (6.11)$$

где k — показатель адиабаты.

Теоретическая мощность (кВт) привода компрессора при политропном сжатии

$$N_{пол} = [m/(m-1)](p_1 V / 10^3)(\lambda^{(m-1)/m} - 1), \quad (6.12)$$

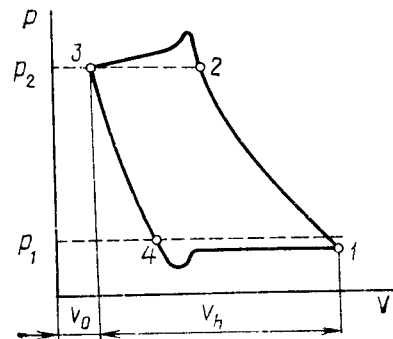


Рис. 6.2

где m — показатель политропы.

Эффективная мощность (кВт) привода компрессора с охлаждением

$$N_e = N_{из} / \eta_{е.из}, \quad (6.13)$$

где $\eta_{е.из}$ — изотермический эффективный к. п. д. компрессора.

Эффективная мощность (кВт) привода компрессора без охлаждения

$$N_e = N_{ад} / \eta_{е.ад}, \quad (6.14)$$

где $\eta_{е.ад}$ — адиабатный эффективный к. п. д. компрессора. Эффективный к. п. д. компрессора

$$\eta_{е.из} = \eta_{из} \eta_m; \quad \eta_{е.ад} = \eta_{ад} \eta_m, \quad (6.15)$$

где $\eta_{из}$ и $\eta_{ад}$ — соответственно изотермический и адиабатный индикаторные к. п. д. компрессора; η_m — механический к. п. д. компрессора ($\eta_m = 0,85 \dots 0,95$).

Индикаторная или внутренняя мощность (кВт) поршневого компрессора

$$N_i = p_i V_h n / 10^3, \quad (6.16)$$

где p_i — среднее индикаторное давление, Па; V_h — рабочий объем цилиндра, м³; n — частота вращения вала, об/с.

Эффективная мощность компрессора (кВт)

$$N_e = N_i / \eta_m. \quad (6.17)$$

Степень повышения давления в каждой ступени многоступенчатого компрессора может быть определена по формуле

$$\lambda = \psi \sqrt[z]{p_2 / p_1}, \quad (6.18)$$

где z — число ступеней компрессора; p_2 — давление газа на выходе из последней ступени, Па; p_1 — давление газа на входе в первую ступень, Па; $\psi = 1,1 \dots 1,15$ — коэффициент, учитывающий потери давления между ступенями.

Ротационные пластинчатые компрессоры. Теоретическая подача компрессора (м³/с) определяется по формуле

$$V_T = 2el (\pi D - z\delta)n, \quad (6.19)$$

где e — эксцентриситет, м; l — длина ротора, м; D — внутренний диаметр корпуса, м; z — число пластин; δ — толщина пластины, м; n — частота вращения вала, об/с.

Действительная подача компрессора (м³/с) находится по формуле

$$V = 2\eta_v el (\pi D - z\delta)n, \quad (6.20)$$

где η_v — коэффициент подачи компрессора.

Теоретическая и эффективная мощности привода компрессора с охлаждением определяются по формулам (6.10), (6.13), а компрессора без охлаждения — по формулам (6.11) и (6.14).

Центробежные компрессоры. Адиабатный к. п. д. компрессора определяется по формуле

$$\eta_{ад} = (\lambda^{(k-1)/k} - 1) / (\lambda^{(k-1)/k} \eta_{пол} - 1), \quad (6.21)$$

где $\eta_{пол}$ — политропный к. п. д. компрессора, характеризующий совершенство проточной части компрессора как с охлаждением, так и без него ($\eta_{пол} = 0,78 \dots 0,82$).

Эффективная мощность (кВт) привода компрессора

$$N_e = M (i_2 - i_1) / (\eta_{ад} \eta_m), \quad (6.22)$$

где i_2 и i_1 — соответственно энтальпия газа в конце адиабатного сжатия в компрессоре и у входа на лопатки колеса первой ступени, кДж/кг; M — массовая подача компрессора, кг/с.

Задача 6.1. Одноступенчатый поршневой компрессор работает со степенью повышения давления $\lambda = 10$ и с показателем политропы расширения газа, остающегося во вредном объеме, $m = 1,3$. Определить коэффициент подачи компрессора, если относительный объем вредного пространства $\sigma = 0,04$, коэффициент, учитывающий уменьшение давления газа при всасывании, $\eta_p = 0,975$, коэффициент, учитывающий увеличение температуры газа от нагревания его при контакте со стенками цилиндра, $\eta_T = 0,96$ и коэффициент, учитывающий утечки газа через неплотности, $\eta_{ут} = 0,98$.

Ответ: $\eta_v = 0,74$.

Задача 6.2. Одноступенчатый поршневой компрессор работает со степенью повышения давления $\lambda = 3,5$ и с показателем политропы расширения воздуха, остающегося во вредном объеме, $m = 1,1$. Определить объемный к. п. д. и

коэффициент подачи компрессора, если относительный объем вредного пространства $\sigma = 0,045$, параметры всасываемого воздуха $p_0 = 1 \cdot 10^5$ Па и $t_0 = 25^\circ\text{C}$, параметры начала сжатия $p_1 = 0,98 \cdot 10^5$ Па и $t_1 = 36^\circ\text{C}$, расход всасываемого воздуха $G_{\text{вс}} = 0,12$ кг/с и воздуха, идущего на утечки, $G_{\text{ут}} = 0,0024$ кг/с.

Ответ: $\eta_{\text{об}} = 0,905$; $\eta_V = 0,839$.

Задача 6.3. Одноступенчатый поршневой компрессор работает со степенью повышения давления $\lambda = 7$ и с показателем политропы расширения газа, остающегося во вредном объеме, $m = 1,3$. Определить действительную подачу компрессора, если диаметр цилиндра $D = 0,2$ м, ход поршня $S = 0,18$ м, частота вращения вала $n = 900$ об/мин, относительный объем вредного пространства $\sigma = 0,05$, и коэффициент, учитывающий уменьшение давления газа при всасывании, $\eta_p = 0,92$.

Ответ: $V = 0,064$ м³/с.

Задача 6.4. Одноцилиндровый одноступенчатый поршневой компрессор сжимает воздух от давления $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Па до $p_2 = 3,5 \cdot 10^5$ Па. Определить действительную подачу компрессора, если диаметр цилиндра $D = 0,2$ м, ход поршня $S = 0,15$ м, частота вращения вала $n = 16$ об/с, относительный объем вредного пространства $\sigma = 0,045$, показатель политропы расширения газа, остающегося во вредном объеме, $m = 1,1$ и коэффициент, учитывающий уменьшение давления газа при всасывании, $\eta_p = 0,95$.

Решение: Степень повышения давления определяем по формуле (6.2):

$$\lambda = p_2/p_1 = 3,5 \cdot 10^5 / (1 \cdot 10^5) = 3,5.$$

Объемный к. п. д. компрессора — по формуле (6.1):

$$\eta_{\text{об}} = 1 - \sigma (\lambda^{1/m} - 1) = 1 - 0,045 (3,5^{1/1,1} - 1) = 0,905.$$

Коэффициент подачи компрессора — по формуле (6.5):

$$\eta_V = \eta_{\text{об}} \eta_p = 0,905 \cdot 0,95 = 0,86.$$

Теоретическую подачу компрессора — по формуле (6.4):

$$V_T = (\pi D^2/4) S n = (3,14 \cdot 0,2^2/4) 0,15 \cdot 16 = 0,075 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Действительную подачу компрессора — из формулы (6.3):

$$V = V_T \eta_V = 0,075 \cdot 0,86 = 0,0645 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Задача 6.5. Одноступенчатый поршневой компрессор всасывает $V = 0,05$ м³/с воздуха при давлении $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Па и сжимает его до давления $p_2 = 8 \cdot 10^5$ Па. Определить теоретическую мощность привода компрессора при изотермическом, адиабатном и политропном сжатии с показателем политропы $m = 1,2$.

Ответ: $N_{\text{из}} = 10,4$ кВт; $N_{\text{ад}} = 14$ кВт; $N_{\text{пол}} = 12,3$ кВт.

Задача 6.6. Одноступенчатый поршневой компрессор всасывает воздух при давлении $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Па и температуре $t_1 = 17^\circ\text{C}$ и сжимает его до давления $p_2 = 7 \cdot 10^5$ Па. Определить теоретическую мощность привода компрессора при изотермическом, адиабатном и политропном сжатии, если массовая подача компрессора $M = 0,12$ кг/с и показатель политропы $m = 1,3$.

Решение: Степень повышения давления определяем по формуле (6.2):

$$\lambda = p_2/p_1 = 7 \cdot 10^5 / (1 \cdot 10^5) = 7.$$

Действительную подачу компрессора при всасывании — из формулы (6.9):

$$V = MRT_1/p_1 = 0,12 \cdot 287 \cdot 290 / (1 \cdot 10^5) = 0,1 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Теоретическую мощность привода компрессора при изотермическом сжатии — по формуле (6.10):

$$N_{\text{из}} = p_1 V \ln(p_2/p_1) / 10^3 = 1 \cdot 10^5 \cdot 0,1 \ln 7 / 10^3 = 1 \times 10^5 \cdot 0,1 \cdot 2,3 \cdot \lg 7 / 10^3 = 19,4 \text{ кВт}.$$

Теоретическую мощность привода компрессора при адиабатном сжатии — по формуле (6.11):

$$N_{\text{ад}} = [k/(k-1)] (p_1 V / 10^3) (\lambda^{(k-1)/k} - 1) = [1,4/(1,4-1)] (1 \cdot 10^5 \cdot 0,1 / 10^3) (7^{(1,4-1)/1,4} - 1) = 25,9 \text{ кВт}.$$

Теоретическую мощность привода компрессора при политропном сжатии — по формуле (6.12):

$$N_{\text{пол}} = [m/(m-1)] (p_1 V / 10^3) (\lambda^{(m-1)/m} - 1) = [1,3/(1,3-1)] (1 \cdot 10^5 \cdot 0,1 / 10^3) (7^{(1,3-1)/1,3} - 1) = 24,2 \text{ кВт}.$$

Задача 6.7. Одноступенчатый поршневой компрессор с массовой подачей $M = 0,18$ кг/с всасывает воздух при давлении $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Па и температуре $t_1 = 20^\circ\text{C}$ и сжимает его до давления $p_2 = 6 \cdot 10^5$ Па. Определить, на сколько возрастает теоретическая мощность привода компрессора, если изотермическое сжатие воздуха в компрессоре будет заменено адиабатным.

Ответ: $\Delta N = N_{\text{ад}} - N_{\text{из}} = 35,3 - 27 = 8,3$ кВт.

Задача 6.8. Одноступенчатый поршневой компрессор с массовой подачей $M = 0,21$ кг/с сжимает воздух до давления $p_2 = 8 \cdot 10^5$ Па. Определить эффективную мощность привода компрессора, если параметры всасывания $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Па и $t_1 = 20^\circ\text{C}$ и эффективный изотермический к. п. д. компрессора $\eta_{\text{е.из}} = 0,68$.

Ответ: $N_e = 54,1$ кВт.

Задача 6.9. Одноцилиндровый одноступенчатый поршневой компрессор сжимает воздух от давления $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Па до $p_2 = 7 \cdot 10^5$ Па. Определить эффективную мощность привода компрессора и необходимую мощность электродвигателя с запасом 10 % на перегрузку, если диаметр цилиндра $D = 0,3$ м, ход поршня $S = 0,3$ м, частота вращения вала $n = 12$ об/с, относительный объем вредного пространства $\sigma = 0,05$, показатель политропы расширения остающегося во вредном объеме газа $m = 1,3$, коэффициент, учитывающий уменьшение давления газа при всасывании, $\eta_p = 0,94$ и эффективный адиабатный к. п. д. компрессора $\eta_{\text{е.ад}} = 0,75$.

Решение: Степень повышения давления определяем по формуле (6.2):

$$\lambda = p_2/p_1 = 7 \cdot 10^5/1 \cdot 10^5 = 7.$$

Объемный к. п. д. компрессора — по формуле (6.1):

$$\eta_{\text{об}} = 1 - \sigma (\lambda^{1/m} - 1) = 1 - 0,05 (7^{1/1,3} - 1) = 0,827.$$

Коэффициент подачи компрессора — по формуле (6.5):

$$\eta_v = \eta_{\text{об}} \eta_p = 0,827 \cdot 0,94 = 0,777.$$

Теоретическую подачу компрессора — по формуле (6.4):

$$V_T = (\pi D^2/4) S n = (3,14 \cdot 0,3^2/4) 0,3 \cdot 12 = 0,254 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Действительную подачу компрессора — из формулы (6.3):

$$V = V_T \eta_v = 0,254 \cdot 0,777 = 0,197 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Теоретическую мощность привода компрессора при адиабатном сжатии — по формуле (6.11):

$$N_{\text{ад}} = [k/(k-1)] (p_1 V/10^3) (\lambda^{(k-1)/k} - 1) = [1,4/(1,4-1)] (1 \cdot 10^5 \cdot 0,197/10^3) (7^{(1,4-1)/1,4} - 1) = 51 \text{ кВт}.$$

Эффективную мощность привода компрессора — по формуле (6.14):

$$N_e = N_{\text{ад}}/\eta_{\text{е.ад}} = 51/0,75 = 68 \text{ кВт}.$$

Необходимая мощность электродвигателя с 10 %-ным запасом перегрузки

$$N_{\text{эл}} = 1,1 \cdot 68 = 74,8 \text{ кВт}.$$

Задача 6.10. Двухцилиндровый одноступенчатый поршневой компрессор сжимает воздух от давления $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Па до $p_2 = 6 \cdot 10^5$ Па. Определить эффективную мощность привода компрессора, если диаметр цилиндра $D = 0,2$ м, ход поршня $S = 0,22$ м, частота вращения вала $n = 440$ об/мин, коэффициент подачи компрессора $\eta_v = 0,82$ и эффективный изотермический к. п. д. компрессора $\eta_{\text{е.из}} = 0,72$.

Ответ: $N_e = 20,3$ кВт.

Задача 6.11. Двухцилиндровый двухступенчатый поршневой компрессор сжимает воздух от давления $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Па до $p_2 = 13 \cdot 10^5$ Па. Определить действительную подачу компрессора, если диаметр цилиндра $D = 0,3$ м, ход поршня $S = 0,2$ м, частота вращения вала $n = 14$ об/с, относительный объем вредного пространства $\sigma = 0,05$, показатель политропы расширения остающегося во вредном объеме газа $m = 1,25$, коэффициент, учитывающий потери давления между ступенями, $\psi = 1,1$ и коэффициент, учитывающий уменьшение давления газа при всасывании, $\eta_p = 0,94$.

Решение: Степень повышения давления в каждой ступени определяем по формуле (6.18):

$$\lambda = \psi \sqrt[m]{p_2/p_1} = 1,1 \sqrt[1,25]{13 \cdot 10^5/(1 \cdot 10^5)} = 3,9.$$

Объемный к. п. д. — по формуле (6.1):

$$\eta_{\text{об}} = 1 - \sigma (\lambda^{1/m} - 1) = 1 - 0,05 (3,9^{1/1,25} - 1) = 0,901.$$

Коэффициент подачи — по формуле (6.5):

$$\eta_v = \eta_{\text{об}} \eta_p = 0,901 \cdot 0,94 = 0,847.$$

Теоретическую подачу ступени компрессора — по формуле (6.4):

$$V_T = (\pi D^2/4) S n = (3,14 \cdot 0,3^2/4) 0,2 \cdot 14 = 0,198 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Действительную подачу компрессора — из формулы (6.3):

$$V = 2 V_T \eta_v = 2 \cdot 0,198 \cdot 0,847 = 0,335 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Задача 6.12. Определить, на сколько процентов уменьшится мощность, потребляемая поршневым компрессором,

адиабатно сжимающим воздух от давления $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Па до $p_2 = 8 \cdot 10^5$ Па, при переходе от одноступенчатого к двухступенчатому сжатию.

Ответ: На 14,7 %.

Задача 6.13. Двухступенчатый компрессор с подачей $V = 0,2$ м³/с сжимает воздух от давления $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Па до $p_2 = 30 \cdot 10^5$ Па. Определить эффективную мощность привода компрессора, если эффективный адиабатный к. п. д. компрессора $\eta_{е.ад} = 0,69$ и коэффициент, учитывающий потери давления между ступенями, $\psi = 1,1$.

Ответ: $N_e = 136$ кВт.

Задача 6.14. Трехступенчатый компрессор с массовой подачей $M = 0,238$ кг/с сжимает воздух от давления $p_2 = 112,5 \cdot 10^5$ Па. Определить эффективную мощность привода компрессора, если параметры всасывания воздуха $p_1 = 0,9 \cdot 10^5$ Па и $t_1 = 17$ °С, коэффициент, учитывающий потери давления между ступенями, $\psi = 1,11$, механический к. п. д. компрессора $\eta_m = 0,94$ и изотермический к. п. д. компрессора $\eta_{из} = 0,7$.

Ответ: $N_e = 156$ кВт.

Задача 6.15. Определить индикаторную мощность двухцилиндрового двухступенчатого компрессора с диаметрами цилиндров $D_1 = 0,35$ м и $D_2 = 0,2$ м и ходом поршней $S = 0,2$ м, если частота вращения вала $n = 12$ об/с, среднее индикаторное давление для первой ступени $p_{i1} = 1,2 \cdot 10^5$ Па и второй — $p_{i2} = 3,4 \cdot 10^5$ Па.

Ответ: $N_i = 53,3$ кВт.

Задача 6.16. Определить эффективную мощность трехцилиндрового двухступенчатого компрессора с диаметрами цилиндров $D_1 = 0,2$ м и $D_2 = 0,15$ м и ходом поршней $S = 0,15$ м, если частота вращения вала $n = 840$ об/мин, механический к. п. д. компрессора $\eta_m = 0,87$, среднее индикаторное давление для первой ступени $p_{i1} = 1,7 \cdot 10^5$ Па и второй — $p_{i2} = 3,5 \cdot 10^5$ Па.

Решение: Индикаторную мощность цилиндра первой ступени сжатия N_{i1} и второй — N_{i2} определяем по формуле (6.16):

$$N_{i1} = p_{i1} V_{h1} n / 10^3 = p_{i1} \pi D_1^2 S n / (10^3 \cdot 4) = 1,7 \cdot 10^5 \times 3,14 \cdot 0,2^2 \cdot 0,15 \cdot 14 / (1000 \cdot 4) = 11,2 \text{ кВт};$$

$$N_{i2} = p_{i2} V_{h2} n / 10^3 = p_{i2} \pi D_2^2 S n / (10^3 \cdot 4) = 3,5 \cdot 10^5 \times 3,14 \cdot 0,15^2 \cdot 0,15 \cdot 14 / (1000 \cdot 4) = 13 \text{ кВт}.$$

Индикаторная мощность компрессора

$$N_i = N_{i1} + N_{i2} = 2 \cdot 11,2 + 13 = 35,4 \text{ кВт}.$$

Эффективную мощность компрессора определяем по формуле (6.17):

$$N_e = N_i / \eta_m = 35,4 / 0,87 = 40,7 \text{ кВт}.$$

Задача 6.17. Определить среднее индикаторное давление в ступенях двухцилиндрового двухступенчатого компрессора с диаметрами цилиндров $D_1 = 0,3$ м и $D_2 = 0,18$ м и ходом поршней $S = 0,15$ м, если частота вращения вала $n = 13$ об/с, индикаторная мощность цилиндра первой ступени $N_{i1} = 25$ кВт и второй — $N_{i2} = 26$ кВт.

Ответ: $p_{i1} = 1,82 \cdot 10^5$ Па; $p_{i2} = 5,24 \cdot 10^5$ Па.

Задача 6.18. Определить механический к. п. д. двухцилиндрового двухступенчатого компрессора с диаметрами цилиндров $D_1 = 0,198$ м и $D_2 = 0,155$ м и ходом поршней $S = 0,145$ м, если частота вращения вала $n = 900$ об/мин, эффективная мощность $N_e = 28,4$ кВт, среднее индикаторное давление для первой ступени $p_{i1} = 1,7 \cdot 10^5$ Па и второй — $p_{i2} = 3,3 \cdot 10^5$ Па.

Ответ: $\eta_m = 0,88$.

Задача 6.19. Компрессор всасывает воздух при давлении $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Па и температуре $t_1 = 20$ °С и сжимает его изотермически до давления $p_2 = 10 \cdot 10^5$ Па. Определить эффективный изотермический к. п. д. компрессора, если эффективная мощность привода компрессора $N_e = 57,6$ кВт и массовая подача компрессора $M = 0,2$ кг/с.

Ответ: $\eta_{е.из} = 0,67$.

Задача 6.20. Определить теоретическую и действительную подачи одноступенчатого пластинчатого ротационного компрессора, если внутренний диаметр корпуса $D = 0,25$ м, диаметр ротора $d = 0,22$ м, длина роторов $l = 0,45$ м, число пластин $z = 15$, толщина пластин $\delta = 0,002$ м, эксцентриситет $e = 0,015$ м, окружная скорость вращения вала $u = 14,5$ м/с и коэффициент подачи компрессора $\eta_v = 0,75$.

Ответ: $V_T = 0,214$ м³/с; $V = 0,16$ м³/с.

Задача 6.21. Двухступенчатый пластинчатый ротационный компрессор с подачей $V = 1,67$ м³/с сжимает воздух от давления $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Па до $p_2 = 9 \cdot 10^5$ Па. Определить эффективную мощность привода компрессора, если степень повышения давления в обеих ступенях одинаковая при полном промежуточном охлаждении воздуха. Эффективный изотермический к. п. д. компрессора $\eta_{е.из} = 0,7$.

Ответ: $N_e = 522$ кВт.

Задача 6.22. Одноступенчатый центробежный компрессор с массовой подачей $M = 10$ кг/с сжимает фреоновый

пар от давления $p_1 = 1,6 \cdot 10^5$ Па до $p_2 = 8,26 \cdot 10^5$ Па. Определить эффективную мощность привода компрессора, если энтальпия пара у входа на лопатки колеса ступени $i_1 = 570$ кДж/кг, энтальпия пара в конце адиабатного сжатия в компрессоре $i_2 = 600$ кДж/кг, показатель адиабаты фреона-12 $k = 1,14$, политропный к. п. д. компрессора $\eta_{пол} = 0,78$ и механический к. п. д. компрессора $\eta_m = 0,95$.

Решение: Степень повышения давления определяем по формуле (6.2):

$$\lambda = p_2/p_1 = 8,26 \cdot 10^5 / (1,6 \cdot 10^5) = 5,16.$$

Адиабатный к. п. д. компрессора — по формуле (6.21):

$$\eta_{ад} = (\lambda^{(k-1)/k} - 1) / (\lambda^{(k-1)/(k\eta_{пол})} - 1) = (5,16^{(1,14-1)/1,14} - 1) / (5,16^{(1,14-1)/(1,14 \cdot 0,78)} - 1) = 0,75.$$

Эффективную мощность привода компрессора — по формуле (6.22):

$$N_e = M (i_2 - i_1) / (\eta_{ад} \eta_m) = 10 (600 - 570) / (0,75 \times 0,95) = 421 \text{ кВт}.$$

§ 6.2. ВЕНТИЛЯТОРЫ

Вентиляторы предназначены для перемещения воздуха или других газов. Они подразделяются на центробежные и осевые.

Теоретический напор (м), развиваемый вентилятором, определяется по формуле

$$H_T = (u_2 C_2 \cos \alpha_2 - u_1 C_1 \cos \alpha_1) / g, \quad (6.23)$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — ускорение свободного падения; u_1 и u_2 — окружные скорости газа на входе и выходе с рабочей лопатки, м/с; C_1 и C_2 — абсолютные скорости газа на входе и выходе с рабочего колеса, м/с; α_1 и α_2 — углы между абсолютной и окружной скоростями на входе и выходе газа с рабочей лопатки.

Окружная скорость (м/с) газа при входе на рабочую лопатку

$$u_1 = \pi d_1 n / 60, \quad (6.24)$$

где d_1 — внутренний диаметр рабочего колеса, м; n — частота вращения рабочего колеса, об/мин.

Окружная скорость (м/с) газа на выходе с рабочей лопатки

$$u_2 = \pi d_2 n / 60, \quad (6.25)$$

где d_2 — наружный диаметр рабочего колеса, м.

Действительный напор (м), развиваемый вентилятором:

$$H = H_T \eta_r, \quad (6.26)$$

где η_r — гидравлический к. п. д. вентилятора.

Мощность (кВт), потребляемая вентилятором:

$$N_v = (\rho_r^{cp} g H Q / \eta_o) 100, \quad (6.27)$$

где ρ_r^{cp} — средняя плотность газа, кг/м³, H — действительный напор, развиваемый вентилятором, м; Q — подача вентилятора, м³/с; η_o — общий к. п. д. вентилятора, %.

Мощность двигателя (кВт) для привода вентилятора находится по формуле

$$N_{дв} = \beta N_v, \quad (6.28)$$

где β — коэффициент запаса мощности двигателя, принимаемый для центробежных вентиляторов 1,1 ... 1,15, для осевых вентиляторов — 1,05 ... 1,1.

Задача 6.23. Определить теоретический напор, развиваемый центробежным вентилятором, если частота вращения рабочего колеса $n = 1500$ об/мин, внутренний диаметр рабочего колеса $d_1 = 0,5$ м, окружная скорость воздуха на выходе с рабочей лопатки $u_2 = 45$ м/с, абсолютная скорость воздуха при входе на рабочее колесо $C_1 = 32$ м/с, абсолютная скорость воздуха на выходе с рабочего колеса $C_2 = 60$ м/с, угол между абсолютной и окружной скоростями при входе воздуха на рабочую лопатку $\alpha_1 = 40^\circ$ и угол между абсолютной и окружной скоростями на выходе с рабочей лопатки $\alpha_2 = 20^\circ$.

Ответ: $H_T = 157,5$ м.

Задача 6.24. Определить действительный напор, развиваемый центробежным вентилятором, если частота вращения рабочего колеса $n = 1500$ об/мин, внутренний диаметр рабочего колеса $d_1 = 0,5$ м, наружный диаметр рабочего колеса $d_2 = 0,6$ м, проекция абсолютной скорости C_1 на направление окружной скорости воздуха при входе на рабочую лопатку $C_1 \cos \alpha_1 = 25$ м/с, проекция абсолютной

скорости C_2 на направление окружной скорости воздуха на выходе с рабочей лопатки $C_2 \cos \alpha_2 = 58$ м/с и гидравлический к. п. д. вентилятора $\eta_r = 0,8$.

Ответ: $H = 140$ м.

Задача 6.25. Определить мощность двигателя для привода центробежного вентилятора, если подача вентилятора $Q = 10$ м³/с, коэффициент запаса мощности двигателя $\beta = 1,1$, частота вращения рабочего колеса $n = 1500$ об/мин, внутренний диаметр рабочего колеса $d_1 = 0,6$ м, наружный диаметр рабочего колеса $d_2 = 0,7$ м, средняя плотность воздуха в вентиляторе $\rho_r^{cp} = 1,2$ кг/м³, абсолютная скорость воздуха при входе на рабочее колесо $C_1 = 30$ м/с, абсолютная скорость воздуха на выходе с рабочей лопатки $C_2 = 56$ м/с, угол между абсолютной и окружной скоростями при входе воздуха на рабочую лопатку $\alpha_1 = 40^\circ$, угол между абсолютной и окружной скоростями на выходе воздуха с рабочей лопатки $\alpha_2 = 20^\circ$, гидравлический к. п. д. вентилятора $\eta_r = 0,8$ и общий к. п. д. вентилятора $\eta_o = 65$ %.

Решение: Окружную скорость воздуха при входе на рабочую лопатку определяем по формуле (6.24):

$$u_1 = \pi d_1 n / 60 = 3,14 \cdot 0,6 \cdot 1500 / 60 = 47,1 \text{ м/с.}$$

Окружную скорость воздуха на выходе с рабочей лопатки находим по формуле (6.25):

$$u_2 = \pi d_2 n / 60 = 3,14 \cdot 0,7 \cdot 1500 / 60 = 55 \text{ м/с.}$$

Теоретический напор, развиваемый вентилятором, определяем по формуле (6.23):

$$H_T = (u_2 C_2 \cos \alpha_2 - u_1 C_1 \cos \alpha_1) / g = (55 \cdot 56 \cdot 0,9397 - 47,1 \cdot 30 \cdot 0,766) / 9,81 = 181 \text{ м.}$$

Действительный напор, развиваемый вентилятором, находим по формуле (6.26):

$$H = H_T \eta_r = 181 \cdot 0,8 = 144,8 \text{ м.}$$

Мощность двигателя для привода центробежного вентилятора определяем по формуле (6.28):

$$N_{дв} = \beta \frac{\rho_r^{cp} g H Q}{\eta_o} 100 = 1,1 \frac{1,2 \cdot 9,81 \cdot 144,8 \cdot 10}{65} 100 = 29,5 \text{ кВт.}$$

Задача 6.26. Определить мощность, потребляемую осевым вентилятором, если теоретический напор, развиваемый вентилятором, $H_T = 150$ м, гидравлический к. п. д. вентиля-

тора $\eta_r = 0,8$, подача вентилятора $Q = 8$ м³/с, средняя плотность воздуха в вентиляторе $\rho_r^{cp} = 1,2$ кг/м³ и общий к. п. д. вентилятора $\eta_o = 62$ %.

Ответ: $N_v = 18,6$ кВт.

Задача 6.27. Определить подачу центробежного вентилятора, если средняя плотность воздуха в вентиляторе $\rho_r^{cp} = 1,2$ кг/м³, окружная скорость воздуха при входе на рабочую лопатку $u_1 = 42$ м/с, окружная скорость воздуха на выходе с рабочей лопатки $u_2 = 54$ м/с, проекция абсолютной скорости C_1 на направление окружной скорости воздуха при входе на рабочую лопатку $C_1 \cos \alpha_1 = 25$ м/с, проекция абсолютной скорости C_2 на направление окружной скорости воздуха на выходе с рабочей лопатки $C_2 \cos \alpha_2 = 55$ м/с, гидравлический к. п. д. вентилятора $\eta_r = 0,82$, мощность, потребляемая вентилятором, $N_v = 20$ кВт и общий к. п. д. вентилятора $\eta_o = 64$ %.

Ответ: $Q = 6,7$ м³/с.

Задача 6.28. Определить общий к. п. д. осевого вентилятора, если теоретический напор, развиваемый вентилятором, $H_T = 141$ м, гидравлический к. п. д. вентилятора $\eta_r = 0,8$, подача вентилятора $Q = 9,5$ м³/с, мощность двигателя для привода вентилятора $N_{дв} = 24$ кВт, средняя плотность воздуха в вентиляторе $\rho_r^{cp} = 1,2$ кг/м³ и коэффициент запаса мощности двигателя $\beta = 1,05$.

Ответ: $\eta_o = 56,5$ %.

§ 6.3. ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Удельное количество теплоты (кДж/кг), отводимой 1 кг хладагента, определяется по формуле

$$q_o = i_1 - i_4 = r_o (x_1 - x_4), \quad (6.29)$$

где i_1 — энтальпия пара хладагента, поступающего из испарителя в компрессор, кДж/кг; i_4 — энтальпия хладагента, поступающего в испаритель, кДж/кг; r — теплота парообразования, кДж/кг; x_1 — степень сухости пара хладагента, поступающего из испарителя в компрессор; x_4 — степень сухости хладагента, поступающего в испаритель.

Объемное количество теплоты (кДж/м³), отводимой 1 кг хладагента:

$$qv = q_o / v_1 = (i_1 - i_4) / v_1, \quad (6.30)$$

где v_1 — удельный объем пара хладагента, всасываемого компрессором, м³/кг.

Массовый расход (кг/с) хладагента, циркулирующего в холодильной машине:

$$G_x = Q_0/q_0, \quad (6.31)$$

где Q_0 — холодильная мощность машины, кВт.

Объемный расход пара, всасываемого компрессором (м³/с) холодильной установки:

$$V = (Q_0/q_0)v_1 = G_x v_1. \quad (6.32)$$

Теоретическая удельная работа компрессора (кДж/кг), затрачиваемая на сжатие 1 кг хладагента:

$$l_k = i_2 - i_1, \quad (6.33)$$

где i_2 — энтальпия пара хладагента на выходе из компрессора, кДж/кг.

Холодильный коэффициент находится по формуле

$$\epsilon = q_0/l_k. \quad (6.34)$$

Холодильный коэффициент зависит от температур цикла и свойств рабочего тела, которое применяется в установке.

Теоретическая мощность (кВт), затрачиваемая в компрессоре холодильной установки на сжатие паров хладагента, определяется по формуле

$$N_T = G_x l_k = Q_0/\epsilon. \quad (6.35)$$

Стандартная холодильная мощность установки (кВт)

$$Q_{oc} = Q_0 \eta_{vc} q_{vc} / (\eta_v q_v), \quad (6.36)$$

где Q_0 — холодильная мощность установки при рабочих параметрах, кВт; q_{vc} — объемное количество теплоты, отводимое хладагентом при стандартных параметрах, кДж/м³; η_{vc} и η_v — коэффициент подачи компрессора при стандартных и рабочих параметрах.

Индикаторная удельная холодильная мощность машины (кВт/кВт)

$$k_i = Q_0/N_i. \quad (6.37)$$

Эффективная удельная холодильная мощность машины (кВт/кВт)

$$k_e = Q_0/N_e. \quad (6.38)$$

Задача 6.29. Фреоновая холодильная установка работает при температуре испарения $t_1 = -15^\circ\text{C}$ и температуре конденсации $t_4 = 30^\circ\text{C}$. Определить удельное и объемное количество теплоты, отводимой 1 кг фреона-12, если пар из испарителя выходит сухим насыщенным.

Ответ: $q_0 = 118,6$ кДж/кг; $q_v = 1279,2$ кДж/м³.

Задача 6.30. Фреоновая холодильная установка холодильной мощностью $Q_0 = 100$ кВт работает при температуре испарения $t_1 = -10^\circ\text{C}$ и температуре конденсации $t_4 = 20^\circ\text{C}$. Определить массовый расход циркулирующего фреона-12 и объемный расход пара фреона, всасываемого компрессором установки, если пар из испарителя выходит сухим насыщенным.

Ответ: $G_x = 0,763$ кг/с; $V = 0,067$ м³/с.

Задача 6.31. Аммиачная холодильная установка работает при температуре испарения $t_1 = -15^\circ\text{C}$ и температуре конденсации $t_4 = 25^\circ\text{C}$. Определить холодильный коэффициент, если энтальпия аммиака на выходе из компрессора $i_2 = 1896$ кДж/кг. Пар из испарителя выходит сухим насыщенным.

Ответ: $\epsilon = 4,83$.

Задача 6.32. Фреоновая холодильная установка холодильной мощностью $Q_0 = 118$ кВт работает при температуре испарения $t_1 = -15^\circ\text{C}$ и температуре конденсации перед регулирующим вентилем $t_4 = 25^\circ\text{C}$. Определить массовый расход циркулирующего фреона-12, холодильный коэффициент и теоретическую мощность компрессора установки, если энтальпия пара фреона-12 на выходе из компрессора $i_2 = 610$ кДж/кг. Пар из испарителя выходит сухим насыщенным.

Решение: Пользуясь табл. 4 (см. Приложение), находим энтальпию пара фреона-12, поступающего из испарителя в компрессор, $i_1 = 566,39$ кДж/кг и энтальпию фреона-12, поступающего в испаритель, $i_4 = 442,81$ кДж/кг.

Удельное количество теплоты, отводимой 1 кг фреона-12, определяем по формуле (6.29):

$$q_0 = i_1 - i_4 = 566,39 - 442,81 = 123,58 \text{ кДж/кг.}$$

Массовый расход циркулирующего фреона-12 — по формуле (6.31):

$$G_x = Q_0/q_0 = 118/123,58 = 0,955 \text{ кг/с.}$$

Теоретическую удельную работу компрессора, затрачиваемую на сжатие 1 кг фреона-12, — по формуле (6.33):

$$l_k = i_2 - i_1 = 610 - 566,39 = 43,61 \text{ кДж/кг.}$$

• Холодильный коэффициент — по формуле (6.34):

$$\varepsilon = q_0/l_k = 123,58/43,61 = 2,83.$$

Теоретическую мощность компрессора холодильной установки — по формуле (6.35):

$$N_T = G_x l_k = 0,955 \cdot 43,61 = 41,65 \text{ кВт.}$$

Задача 6.33. Аммиачная холодильная установка холодильной мощностью $Q_0 = 205$ кВт работает при температуре испарения $t_1 = -10^\circ\text{C}$ и температуре конденсации перед регулирующим вентилем $t_4 = 20^\circ\text{C}$. Определить стандартную холодильную мощность при температуре испарения $t'_1 = -15^\circ\text{C}$ и температуре конденсации перед регулирующим вентилем $t'_4 = 25^\circ\text{C}$, если коэффициент подачи компрессора для рабочих параметров $\eta_v = 0,7$ и коэффициент подачи компрессора для стандартных параметров $\eta_{vc} = 0,63$. Пар из испарителя выходит сухим насыщенным.

Ответ: $Q_{oc} = 147,6$ кВт.

Задача 6.34. Фреоновая холодильная установка холодильной мощностью $Q_0 = 100$ кВт работает на фреоне-12 при температуре испарения $t_1 = -5^\circ\text{C}$ и температуре конденсации перед регулирующим вентилем $t_4 = 25^\circ\text{C}$. Определить холодильный коэффициент и стандартную холодильную мощность установки при температуре испарения $t'_1 = -15^\circ\text{C}$ и температуре конденсации перед регулирующим вентилем $t'_4 = 30^\circ\text{C}$, если теоретическая мощность компрессора установки $N_T = 26$ кВт и коэффициент подачи компрессора для рабочих параметров $\eta_v = \eta_{vc} = 0,69$. Пар из испарителя выходит сухим насыщенным.

Решение: Объемное количество теплоты, отводимой хладагентом для стандартных параметров, определяем по формуле (6.30):

$$q_{vc} = (i'_1 - i'_4)/v'_1 = (566,39 - 447,83)/0,09268 = 1279,2 \text{ кДж/м}^3.$$

Объемное количество теплоты, отводимое хладагентом для рабочих параметров, — по формуле (6.30):

$$q_v = (i_1 - i_4)/v_1 = (571,16 - 442,81)/0,06635 = 1934,4 \text{ кДж/м}^3.$$

Значения i_1 , i_4 , i'_1 , i'_4 , v_1 , v'_1 находим по табл. 4 (см. Приложение).

Стандартную холодильную мощность установки определяем по формуле (6.36):

$$Q_{oc} = Q_0 \eta_{vc} q_{vc} / (\eta_v q_v) = 100 \cdot 0,69 \cdot 1279,2 / (0,69 \times 1934,4) = 66,1 \text{ кВт.}$$

Холодильный коэффициент — из формулы (6.35):

$$\varepsilon = Q_{oc}/N_T = 66,1/26 = 2,54.$$

Задача 6.35. Фреоновая холодильная установка холодильной мощностью $Q_0 = 105$ кВт работает при температуре испарения $t_1 = -15^\circ\text{C}$ и температуре конденсации перед регулирующим вентилем $t_4 = 25^\circ\text{C}$. Определить индикаторную удельную холодильную мощность машины, если энтальпия пара фреона-12 на выходе из компрессора $i_2 = 604$ кДж/кг и индикаторный к. п. д. $\eta_i = 0,865$. Пар из испарителя выходит сухим насыщенным.

Ответ: $k_i = 2,84$ кВт/кВт.

Задача 6.36. Фреоновая холодильная установка холодильной мощностью $Q_0 = 102$ кВт работает при температуре испарения $t_1 = -5^\circ\text{C}$ и температуре конденсации перед регулирующим вентилем $t_4 = 25^\circ\text{C}$. Определить эффективную удельную холодильную мощность машины, если энтальпия пара фреона-12 на выходе из компрессора $i_2 = 610$ кДж/кг, индикаторный к. п. д. $\eta_i = 0,87$ и механический к. п. д. $\eta_m = 0,905$. Пар из испарителя выходит сухим насыщенным.

Решение: По табл. 4 (см. Приложение) находим энтальпию пара фреона-12, поступающего из испарителя в компрессор, $i_1 = 571,16$ кДж/кг и энтальпию фреона-12, поступающего в испаритель, $i_4 = 442,81$ кДж/кг.

Удельное количество теплоты, отводимой 1 кг фреона-12, определяем по формуле (6.29):

$$q_0 = i_1 - i_4 = 571,16 - 442,81 = 128,35 \text{ кДж/кг.}$$

Массовый расход циркулирующего фреона-12 — по формуле (6.31):

$$G_x = Q_0/q_0 = 102/128,35 = 0,795 \text{ кг/с.}$$

Теоретическую удельную работу компрессора, затрачиваемую на сжатие 1 кг фреона-12, — по формуле (6.33):

$$i_k = i_2 - i_1 = 610 - 571,16 = 38,8 \text{ кДж/кг.}$$

Теоретическую мощность, затрачиваемую в компрессоре холодильной установки на сжатие паров хладагента, — по формуле (6.35):

$$N_T = G_x l_k = 0,795 \cdot 38,84 = 30,9 \text{ кВт.}$$

Индикаторная мощность компрессора

$$N_i = N_T / \eta_i = 30,9 / 0,87 = 35,5 \text{ кВт.}$$

Эффективная мощность компрессора

$$N_e = N_i / \eta_m = 35,5 / 0,905 = 39,2 \text{ кВт.}$$

Эффективную удельную холодильную мощность машины определяем по формуле (6.38):

$$k_e = Q_0 / N_e = 102 / 39,2 = 2,6 \text{ кВт/кВт.}$$

ГЛАВА 7

ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

§ 7.1. ПОКАЗАТЕЛИ РЕЖИМА РАБОТЫ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

Характерной особенностью режима эксплуатации электрических станций является строгое соответствие производства электрической и тепловой энергии ее потреблению. Поэтому для обеспечения надежной работы электростанции необходимо знать изменение потребления энергии по времени. Изменение потребления энергии по времени изображается диаграммой, которая называется *графиком нагрузки*. Графики нагрузки могут быть суточными, месячными и годовыми. На рис. 7.1 изображен годовой график электрической нагрузки. На графике по оси абсцисс откладывается продолжительность нагрузки в часах за год (1 год — $365 \cdot 24 = 8760$ ч), а по оси ординат — нагрузка в кВт.

Площадь, ограниченная кривой годового графика (рис. 7.1), представляет собой в масштабе количество выработанной станцией за год энергии в киловатт-часах. Определив площадь F (м²) под кривой годового графика, находят количество выработанной энергии (кВт · ч) станцией за год:

$$\mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{выр}} = Fm, \quad (7.1)$$

где m — масштаб графика, кВт · ч/м².

Режим работы электрических станций оценивается коэффициентом использования установленной мощности, коэффициентом нагрузки, коэффициентом резерва, числом часов использования установленной мощности и числом часов использования максимума нагрузки.

Коэффициент использования установленной мощности $k_{\text{и}}$ представляет собой отношение количества выработанной энергии за год $\mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{выр}}$ к установленной мощности электростанции $N_{\text{эс}}^y$:

$$k_{\text{и}} = \mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{выр}} / (8760 N_{\text{эс}}^y) = N_{\text{эс}}^{\text{ср}} / N_{\text{эс}}^y, \quad (7.2)$$

где $N_{\text{эс}}^{\text{ср}}$ — средняя нагрузка электростанции, кВт.

Средняя нагрузка электростанции (кВт)

$$N_{\text{эс}}^{\text{ср}} = \mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{выр}} / 8760. \quad (7.3)$$

Коэффициент нагрузки $k_{\text{н}}$ представляет собой отношение средней нагрузки электростанции $N_{\text{эс}}^{\text{ср}}$ к максимальной $N_{\text{эс}}^{\text{max}}$, т. е.

$$k_{\text{н}} = N_{\text{эс}}^{\text{ср}} / N_{\text{эс}}^{\text{max}}. \quad (7.4)$$

Коэффициент резерва $k_{\text{р}}$ представляет собой отношение установленной мощности электростанции $N_{\text{эс}}^y$ к максимальной нагрузке $N_{\text{эс}}^{\text{max}}$:

$$k_{\text{р}} = N_{\text{эс}}^y / N_{\text{эс}}^{\text{max}}, \quad (7.5)$$

или

$$k_{\text{р}} = k_{\text{н}} / k_{\text{и}}. \quad (7.6)$$

Число часов использования установленной мощности $T_{\text{у}}$ представляет собой отношение количества выработанной энергии за год $\mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{выр}}$ к установленной мощности станции $N_{\text{эс}}^y$:

$$T_{\text{у}} = \mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{выр}} / N_{\text{эс}}^y. \quad (7.7)$$

Число часов использования максимума нагрузки $T_{\text{м}}$ представляет собой отношение количества выработанной энергии за год $\mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{выр}}$ к максимальной нагрузке электростанции $N_{\text{эс}}^{\text{max}}$, т. е.

$$T_{\text{м}} = \mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{выр}} / N_{\text{эс}}^{\text{max}}. \quad (7.8)$$

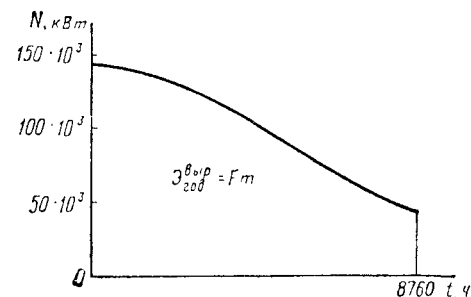


Рис. 7.1

Задача 7.1. На электростанции установлены три турбогенератора мощностью $N = 50 \cdot 10^3$ кВт каждый. Определить количество выработанной энергии за год и коэффициент использования установленной мощности, если площадь под кривой годового графика нагрузки станции $F = 9,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ и масштаб графика $m = 9 \cdot 10^{11} \text{ кВт} \cdot \text{ч/м}^2$.

Ответ: $\mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{выр}} = 8,28 \cdot 10^8 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$; $k_{\text{и}} = 0,63$.

Задача 7.2. На электростанции установлены два турбогенератора мощностью $N = 25 \cdot 10^3$ кВт каждый. Определить среднюю нагрузку станции и коэффициент использования установленной мощности, если количество выработанной энергии за год $\mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{выр}} = 30 \cdot 10^7 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$.

Ответ: $N_{\text{ср}}^{\text{ср}} = 34\,245 \text{ кВт}$; $k_{\text{и}} = 0,685$.

Задача 7.3. Определить число часов использования установленной мощности и коэффициент нагрузки электростанции, если установленная мощность электростанции $N_{\text{эс}}^{\text{у}} = 16 \cdot 10^4 \text{ кВт}$, максимальная нагрузка станции $N_{\text{эс}}^{\text{max}} = 13,6 \cdot 10^4 \text{ кВт}$, площадь под кривой годового графика нагрузки станции $F = 8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ и масштаб графика $m = 1 \cdot 10^{12} \text{ кВт} \cdot \text{ч/м}^2$.

Ответ: $T_{\text{у}} = 5000 \text{ ч}$; $k_{\text{н}} = 0,67$.

Задача 7.4. Определить число часов использования максимума нагрузки и коэффициент резерва электростанции, если площадь под кривой годового графика нагрузки станции $F = 8,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, масштаб графика $m = 8,8 \cdot 10^{11} \text{ кВт} \cdot \text{ч/м}^2$, число часов использования установленной мощности $T_{\text{у}} = 5500 \text{ ч}$ и максимальная нагрузка станции $N_{\text{эс}}^{\text{max}} = 12,5 \cdot 10^4 \text{ кВт}$.

Ответ: $T_{\text{м}} = 5984 \text{ ч}$; $k_{\text{р}} = 1,09$.

Задача 7.5. На электростанции установлены два турбогенератора мощностью $N = 75 \cdot 10^3$ кВт каждый. Определить показатели режима работы станции, если максимальная нагрузка станции $N_{\text{эс}}^{\text{max}} = 135 \cdot 10^3 \text{ кВт}$, площадь под кривой годового графика нагрузки $F = 9,06 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ и масштаб графика $m = 8,7 \cdot 10^{11} \text{ кВт} \cdot \text{ч/м}^2$.

Решение: Количество выработанной электрической энергии за год станцией определяем по формуле (7.1):

$$\mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{выр}} = Fm = 9,06 \cdot 10^{-4} \cdot 8,7 \cdot 10^{11} = 788,2 \cdot 10^6 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Среднюю нагрузку электростанции — по формуле (7.3):

$$N_{\text{ср}}^{\text{ср}} = \mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{выр}} / 8760 = 788,2 \cdot 10^6 / 8760 = 9 \cdot 10^4 \text{ кВт}.$$

Установленная мощность электростанции

$$N_{\text{эс}}^{\text{у}} = 2N = 2 \cdot 75 \cdot 10^3 = 150 \cdot 10^3 \text{ кВт}.$$

Коэффициент использования установленной мощности определяем по формуле (7.2):

$$k_{\text{и}} = N_{\text{ср}}^{\text{ср}} / N_{\text{эс}}^{\text{у}} = 9 \cdot 10^4 / (150 \cdot 10^3) = 0,6.$$

Коэффициент нагрузки — по формуле (7.4):

$$k_{\text{н}} = N_{\text{ср}}^{\text{ср}} / N_{\text{эс}}^{\text{max}} = 9 \cdot 10^4 / (135 \cdot 10^3) = 0,666.$$

Коэффициент резерва — по формуле (7.6):

$$k_{\text{р}} = k_{\text{н}} / k_{\text{и}} = 0,666 / 0,6 = 1,11.$$

Число часов использования установленной мощности — по формуле (7.7):

$$T_{\text{у}} = \mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{выр}} / N_{\text{эс}}^{\text{у}} = 788,2 \cdot 10^6 / 150 \cdot 10^3 = 5255 \text{ ч}.$$

Число часов использования максимума нагрузки — по формуле (7.8):

$$T_{\text{м}} = \mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{выр}} / N_{\text{эс}}^{\text{max}} = 788,2 \cdot 10^6 / 135 \cdot 10^3 = 5840 \text{ ч}.$$

Задача 7.6. На электростанции установлены три турбогенератора мощностью $N = 50 \cdot 10^3$ кВт каждый. Определить число часов использования установленной мощности и коэффициент резерва станции, если количество выработанной энергии за год $\mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{выр}} = 788,4 \cdot 10^6 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$ и коэффициент нагрузки $k_{\text{и}} = 0,69$.

Ответ: $T_{\text{у}} = 5256 \text{ ч}$; $k_{\text{р}} = 1,15$.

Задача 7.7. На электростанции установлены три турбогенератора мощностью $N = 25 \cdot 10^3$ кВт каждый. Определить коэффициенты использования установленной мощности, нагрузки и резерва, если количество выработанной энергии за год $\mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{выр}} = 394,2 \cdot 10^6 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$ и максимальная нагрузка станции $N_{\text{эс}}^{\text{max}} = 65,2 \cdot 10^3 \text{ кВт}$.

Ответ: $k_{\text{и}} = 0,6$; $k_{\text{н}} = 0,69$; $k_{\text{р}} = 1,15$.

Задача 7.8. На электростанции установлены три турбогенератора мощностью $N = 1 \cdot 10^4$ кВт каждый. Определить показатели режима работы станции, если количество выработанной энергии за год $\mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{выр}} = 178,7 \cdot 10^6 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$ и максимальная нагрузка станции $N_{\text{эс}}^{\text{max}} = 28,3 \cdot 10^3 \text{ кВт}$.

Ответ: $k_{\text{и}} = 0,68$; $k_{\text{н}} = 0,72$; $k_{\text{р}} = 1,06$; $T_{\text{у}} = 5957 \text{ ч}$; $T_{\text{м}} = 6315 \text{ ч}$.

§ 7.2. ПОКАЗАТЕЛИ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ ЭКОНОМИЧНОСТЬ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

Экономичность работы электрической станции оценивается коэффициентами полезного действия, удельным расходом условного топлива, удельным расходом теплоты на выработку электроэнергии и себестоимостью энергии.

К. п. д. электростанции подразделяются на к. п. д. брутто, определяемый без учета расхода энергии на собственные нужды, и к. п. д. нетто — с учетом расхода электрической энергии и теплоты на собственные нужды.

К. п. д. конденсационной электростанции (КЭС) брутто $\eta_{КЭС}^{бр}$ представляет собой отношение количества выработанной электроэнергии к энергии, подведенной с топливом:

$$\eta_{КЭС}^{бр} = \mathcal{E}^{выр} / (B Q_p^p), \quad (7.9)$$

где $\mathcal{E}^{выр}$ — количество выработанной электроэнергии, кДж; B — расход топлива, кг; Q_p^p — низшая теплота сгорания рабочей массы топлива кДж/кг.

Если известны к. п. д. отдельных узлов и установок электростанции, то без учета работы питательных насосов к. п. д. КЭС брутто может быть определен по формуле

$$\eta_{КЭС}^{бр} = \eta_{к.у} \eta_{тр} \eta_t \eta_{oi} \eta_m \eta_r, \quad (7.10)$$

где $\eta_{к.у}$ — к. п. д. котельной установки; $\eta_{тр}$ — к. п. д. трубопроводов; η_t — термический к. п. д. цикла Ренкина при заданных параметрах пара на электростанции; η_{oi} — относительный внутренний к. п. д. турбины; η_m — механический к. п. д. турбины; η_r — электрический к. п. д. генератора.

К. п. д. конденсационной электростанции нетто $\eta_{КЭС}^{нт}$ представляет собой отношение отпущенной электроэнергии к энергии, подведенной с топливом:

$$\eta_{КЭС}^{нт} = \mathcal{E}^{отп} / B Q_p^p, \quad (7.11)$$

где $\mathcal{E}^{отп} = \mathcal{E}^{выр} - \mathcal{E}^{с.н}$ — количество отпущенной электроэнергии, равное разности выработанной и израсходованной на собственные нужды, кДж.

Для теплоэлектроцентралей (ТЭЦ) применяются частные к. п. д. по выработке электроэнергии $\eta_{ТЭЦ}^{\mathcal{E}}$ и теплоты $\eta_{ТЭЦ}^Q$.

К. п. д. ТЭЦ брутто по выработке электроэнергии определяется по формуле

$$\eta_{ТЭЦ}^{\mathcal{E}^{бр}} = \mathcal{E}^{выр} / (B_{\mathcal{E}} Q_p^p), \quad (7.12)$$

где $B_{\mathcal{E}}$ — расход топлива на выработку электроэнергии, кг. К. п. д. ТЭЦ брутто по выработке теплоты находится по формуле

$$\eta_{ТЭЦ}^{Q^{бр}} = Q^{отп} / (B_Q Q_p^p), \quad (7.13)$$

где $Q^{отп}$ — количество теплоты, отпускаемой потребителям, кДж; B_Q — расход топлива на выработку отпущенной теплоты, кг.

К. п. д. ТЭЦ нетто по отпуску электроэнергии определяется по формуле

$$\eta_{ТЭЦ}^{\mathcal{E}^{нт}} = \mathcal{E}^{отп} / [(B_{\mathcal{E}} - B_{с.н}) Q_p^p], \quad (7.14)$$

где $B_{с.н}$ — расход топлива на выработку электроэнергии для собственных нужд, потребляемой в связи с отпуском теплоты, кг.

К. п. д. ТЭЦ нетто по отпуску теплоты находится по формуле

$$\eta_{ТЭЦ}^{Q^{нт}} = Q^{отп} / [(B_Q + B_{с.н}) Q_p^p]. \quad (7.15)$$

Удельный расход условного топлива (кг/МДж) на КЭС на выработку 1 МДж (10^3 кДж) электроэнергии определяется по формуле

$$b_{КЭС}^y = B Q_p^p / (29,3 \mathcal{E}^{выр}) = 0,0342 / \eta_{КЭС}^{бр}. \quad (7.16)$$

Удельный расход условного топлива [кг/(кВт · ч)] на КЭС на выработку 1 кВт · ч электроэнергии находится по формуле

$$b_{КЭС}^y = 3600 B Q_p^p / (29\,300 \mathcal{E}^{выр}) = 0,123 / \eta_{КЭС}^{бр}. \quad (7.17)$$

Удельный расход условного топлива (кг/МДж) на ТЭЦ на выработку 1 МДж электроэнергии определяется по формуле

$$b_{ТЭЦ}^y = B_{\mathcal{E}} Q_p^p / (29,3 \mathcal{E}^{выр}) = 0,0342 / \eta_{ТЭЦ}^{\mathcal{E}^{бр}}. \quad (7.18)$$

Удельный расход условного топлива [кг/(кВт·ч)] на ТЭЦ на выработку 1 кВт·ч электроэнергии находится по формуле

$$b_{\text{ТЭЦ}}^y = 3600 B_{\text{Э}} Q_{\text{н}}^p / (29 \cdot 300 \mathcal{E}_{\text{выр}}) = 0,123 / \eta_{\text{ТЭЦ}}^{\text{Эр}}. \quad (7.19)$$

Удельный расход условного топлива (кг/МДж) на ТЭЦ на выработку 1 МДж теплоты определяется по формуле

$$b_{\text{ТЭЦ}}^y = B_Q Q_{\text{н}}^p / (29,3 Q_{\text{отп}}) = 0,0342 / \eta_{\text{ТЭЦ}}^{\text{Эр}}. \quad (7.20)$$

Удельный расход теплоты [МДж/(кВт·ч)] на выработку электроэнергии на КЭС находится по формуле

$$d_{\text{КЭС}}^{\mathcal{E}} = Q_{\text{н}}^p b_{\text{КЭС}}^y, \quad (7.21)$$

или

$$d_{\text{КЭС}}^{\mathcal{E}} = 1 / \eta_{\text{КЭС}}^{\text{Эр}}. \quad (7.22)$$

Удельный расход теплоты [МДж/(кВт·ч)] на выработку электроэнергии на ТЭЦ определяется по формуле

$$d_{\text{ТЭЦ}}^{\mathcal{E}} = Q_{\text{н}}^p b_{\text{ТЭЦ}}^y, \quad (7.23)$$

или

$$d_{\text{ТЭЦ}}^{\mathcal{E}} = 1 / \eta_{\text{ТЭЦ}}^{\text{Эр}}. \quad (7.24)$$

Расход топлива на ТЭЦ (кг)

$$B_{\text{ТЭЦ}} = B_{\text{Э}} + B_Q. \quad (7.25)$$

Расход топлива (кг) на выработку отпущенной теплоты находится по формуле

$$B_Q = Q_{\text{отп}}^p / (Q_{\text{н}}^p \eta_{\text{к.у}}). \quad (7.26)$$

Расход топлива (кг) на ТЭЦ может быть определен по формуле

$$B_{\text{ТЭЦ}} = D / \eta, \quad (7.27)$$

где η — испарительность топлива, кг/кг; D — расход пара на ТЭЦ, кг.

Коэффициент использования теплоты топлива на ТЭЦ оценивает эффективность использования топлива

$$\eta_{\text{ТЭЦ}} = (Q_{\text{отп}} + \mathcal{E}_{\text{выр}}) / (B_{\text{ТЭЦ}} Q_{\text{н}}^p). \quad (7.28)$$

К. п. д. атомной электростанции определяется по формуле

$$\eta_{\text{АЭС}} = \eta_{\text{р}} \eta_{\text{т.п}} \eta_{\text{т}} \eta_{\text{oi}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}, \quad (7.29)$$

где $\eta_{\text{р}}$ — к. п. д. реактора; $\eta_{\text{т.п}}$ — к. п. д. теплового потока; $\eta_{\text{т}}$ — термический к. п. д.; η_{oi} — относительный внутренний к. п. д. турбины; $\eta_{\text{м}}$ — механический к. п. д.; $\eta_{\text{г}}$ — к. п. д. электрогенератора.

Удельный расход ядерного топлива [кг/(кВт·ч)] на атомной электростанции (АЭС) находится по формуле

$$b_{\text{АЭС}} = 1 / (24 \cdot 10^3 k \eta_{\text{АЭС}}). \quad (7.30)$$

где k — средняя глубина горючего, МВт·сут/кг урана.

Себестоимость 1 кВт·ч электроэнергии [коп/(кВт·ч)] отпущаемой КЭС, определяется по формуле

$$S_{\text{КЭС}}^{\text{отп}} = \sum I / \mathcal{E}_{\text{отп}} = [(I_{\text{топ}} + I_{\text{ам}} + I_{\text{з.п}} + \sum I_{\text{пр}}) / \mathcal{E}_{\text{отп}}] 100, \quad (7.31)$$

где $\sum I$ — сумма затрат, руб/год; $I_{\text{топ}}$ — затраты на топливо, руб/год; $I_{\text{ам}}$ — затраты на амортизацию, руб/год; $I_{\text{з.п}}$ — затраты на заработную плату, руб/год; $\sum I_{\text{пр}}$ — все остальные статьи затрат, руб/год.

Себестоимость 1 кВт·ч электроэнергии [коп/(кВт·ч)] отпущаемой ТЭЦ, находится по формуле

$$S_{\text{ТЭЦ}}^{\text{отп}} = B_{\text{Э}} \sum I / (B_{\text{ТЭЦ}} \mathcal{E}_{\text{отп}}) = [B_{\text{Э}} (I_{\text{топ}} + I_{\text{ам}} + I_{\text{з.п}} + \sum I_{\text{пр}}) / B_{\text{ТЭЦ}} \mathcal{E}_{\text{отп}}] 100. \quad (7.32)$$

Задача 7.9. Конденсационная станция израсходовала $B = 720 \cdot 10^6$ кг/год каменного угля с низшей теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^p = 20 \cdot 500$ кДж/кг и выработала электроэнергии $\mathcal{E}_{\text{выр}} = 590 \cdot 10^{10}$ кДж/год, израсходовав при этом на собственные нужды 5 % от выработанной электроэнергии. Определить к. п. д. брутто и к. п. д. нетто станции.

Ответ: $\eta_{\text{КЭС}}^{\text{бр}} = 0,4$; $\eta_{\text{КЭС}}^{\text{нт}} = 0,38$.

Задача 7.10. Определить к. п. д. конденсационной электростанции брутто без учета работы питательных насосов, если к. п. д. котельной установки $\eta_{\text{к.у}} = 0,89$, к. п. д. трубопроводов $\eta_{\text{тр}} = 0,97$, относительный внутренний к. п. д. турбины $\eta_{\text{oi}} = 0,84$, механический к. п. д. турбины $\eta_{\text{м}} = 0,98$, электрический к. п. д. генератора $\eta_{\text{г}} = 0,98$, начальные параметры пара перед турбинами $p_1 = 9$ МПа,

$t_1 = 550^\circ\text{C}$ и давление пара в конденсаторе $p_k = 4 \cdot 10^3$ Па.

Ответ: $\eta_{\text{КЭС}}^{\text{бр}} = 0,3$.

Задача 7.11. Конденсационная электростанция работает при начальных параметрах пара перед турбинами $p_1 = 8,8$ МПа, $t_1 = 535^\circ\text{C}$ и давлении пара в конденсаторе $p_k = 4 \cdot 10^3$ Па. Определить, на сколько повысится к. п. д. станции брутто без учета работы питательных насосов с увеличением начальных параметров пара до $p_1' = 10$ МПа и $t_1' = 560^\circ\text{C}$, если известны к. п. д. котельной установки $\eta_{\text{к.у}} = 0,9$, к. п. д. трубопроводов $\eta_{\text{тр}} = 0,97$, относительный внутренний к. п. д. турбины $\eta_{\text{oi}} = 0,84$, механический к. п. д. турбины $\eta_{\text{м}} = 0,98$ и электрический к. п. д. генератора $\eta_{\text{г}} = 0,98$.

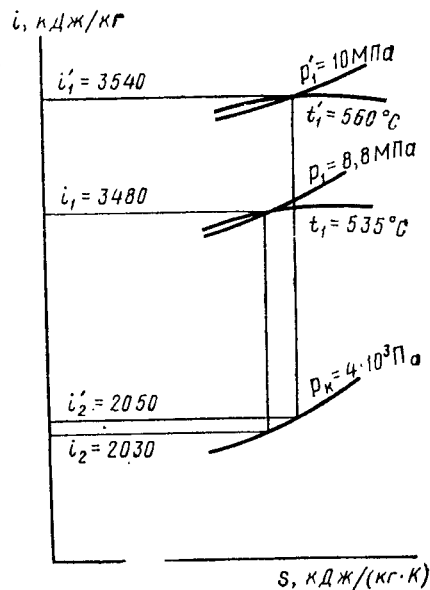


Рис. 7.2

Решение: Энтальпию пара i_1 при заданных начальных параметрах пара p_1 и t_1 и энтальпию пара i_2 в конце адиабатного расширения находим по is -диаграмме (рис. 7.2): $i_1 = 3480$ кДж/кг; $i_2 = 2030$ кДж/кг. Энтальпию конденсата при давлении $p_k = 4 \cdot 10^3$ Па определяем по табл. 2 (см. Приложение): $i_2' = 121,33$ кДж/кг.

Термический к. п. д. установки при начальных параметрах пара p_1 и t_1 находим по формуле

$$\eta_t = (i_1 - i_2) / (i_1 - i_2') = (3480 - 2030) / (3480 - 121,33) = 0,432.$$

К. п. д. КЭС брутто при начальных параметрах пара p_1 и t_1 определяем по формуле (7.10):

$$\eta_{\text{КЭС}}^{\text{бр}} = \eta_{\text{к.у}} \eta_{\text{тр}} \eta_t \eta_{\text{oi}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} = 0,9 \cdot 0,97 \cdot 0,432 \cdot 0,84 \times 0,98 \cdot 0,98 = 0,304.$$

Энтальпию пара i_1' при начальных параметрах пара p_1' и t_1' , энтальпию пара i_2' в конце адиабатного расширения находим по is -диаграмме (рис. 7.2): $i_1' = 3540$ кДж/кг; $i_2' = 2050$ кДж/кг.

Термический к. п. д. установки при начальных параметрах пара p_1' и t_1' находим по формуле

$$\eta_t' = (i_1' - i_2') / (i_1' - i_2') = (3540 - 2050) / (3540 - 121,33) = 0,436.$$

К. п. д. КЭС брутто при начальных параметрах пара p_1' и t_1' — по формуле (7.10):

$$\eta_{\text{КЭС}}^{\text{бр}} = \eta_{\text{к.у}} \eta_{\text{тр}} \eta_t' \eta_{\text{oi}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} = 0,9 \cdot 0,97 \cdot 0,436 \cdot 0,84 \times 0,98 \cdot 0,98 = 0,307.$$

Следовательно, к. п. д. КЭС брутто повысится на

$$\Delta \eta_{\text{КЭС}}^{\text{бр}} = \eta_{\text{КЭС}}^{\text{бр}} - \eta_{\text{КЭС}}^{\text{бр}} = 0,307 - 0,304 = 0,003, \text{ или на } 1\%.$$

Задача 7.12. Теплоэлектроцентральный израсходовала $B_{\text{тэц}} = 94 \cdot 10^6$ кг/год каменного угля с низшей теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 24700$ кДж/кг, выработав при этом электроэнергию $\mathcal{E}_{\text{выр}} = 61 \cdot 10^{10}$ кДж/год и отпустив теплоту внешним потребителям $Q_{\text{отп}} = 4,4 \cdot 10^{11}$ кДж/год. Определить к. п. д. ТЭЦ брутто по выработке электроэнергии и теплоты, если расход топлива на выработку отпущенной теплоты составляет $B_Q = 23 \cdot 10^6$ кг/год.

Ответ: $\eta_{\text{тэц}}^{\text{бр}} = 0,348$; $\eta_{\text{тэц}}^{\text{Q бр}} = 0,775$.

Задача 7.13. Теплоэлектроцентральный израсходовала $B_{\text{тэц}} = 72 \cdot 10^6$ кг/год каменного угля с низшей теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 25500$ кДж/кг, выработав при этом электроэнергию $\mathcal{E}_{\text{выр}} = 48 \cdot 10^{10}$ кДж/год и отпустив теплоту внешним потребителям $Q_{\text{отп}} = 3,1 \cdot 10^{11}$ кДж/год. Определить к. п. д. ТЭЦ брутто по выработке электроэнергии и теплоты, если к. п. д. котельной установки $\eta_{\text{к.у}} = 0,88$.

Ответ: $\eta_{\text{тэц}}^{\text{бр}} = 0,33$; $\eta_{\text{тэц}}^{\text{Q бр}} = 0,88$.

Задача 7.14. Теплоэлектроцентральный израсходовала $B_{\text{тэц}} = 82 \cdot 10^6$ кг/год бурого угля с низшей теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 15800$ кДж/кг, выработав при этом электроэнергию $\mathcal{E}_{\text{выр}} = 38 \cdot 10^{10}$ кДж/год и отпустив теплоты внешним потребителям $Q_{\text{отп}} = 3,2 \cdot 10^{11}$ кДж/год. Определить к. п. д. ТЭЦ нетто по отпуску электроэнергии и теплоты, если расход электроэнергии на собственные нужды 8 % от выработанной энергии, расход топлива на выработку отпущенной теплоты $B_Q = 20 \cdot 10^6$ кг/год и расход то-

плива на выработку электроэнергии для собственных нужд $B_{с.н} = 4,6 \cdot 10^6$ кг/год.

Ответ: $\eta_{тэц}^{\text{нт}} = 0,385$; $\eta_{тэц}^{\text{от}} = 0,823$.

Задача 7.15. Теплоэлектроцентраль израсходовала $B_{тэц} = 96 \cdot 10^6$ кг/год бурого угля с низшей теплотой сгорания $Q_n^p = 15\,200$ кДж/кг, выработав при этом электроэнергию $\mathcal{E}_{\text{выр}} = 39 \cdot 10^{10}$ кДж/год и отпустив теплоты внешним потребителям $Q_{\text{отп}} = 3,6 \cdot 10^{11}$ кДж/год. Определить к. п. д. ТЭЦ нетто по отпуску электроэнергии и теплоты, если расход электроэнергии на собственные нужды $\mathcal{E}_{с.н} = 3,5 \cdot 10^{10}$ кДж/год, к. п. д. котельной установки $\eta_{к.у} = 0,9$ и расход топлива на выработку электроэнергии для собственных нужд $B_{с.н} = 5 \cdot 10^6$ кг/год.

Ответ: $\eta_{тэц}^{\text{нт}} = 0,356$; $\eta_{тэц}^{\text{от}} = 0,776$.

Задача 7.16. Теплоэлектроцентраль израсходовала $B_{тэц} = 92 \cdot 10^6$ кг/год каменного угля с низшей теплотой сгорания $Q_n^p = 27\,500$ кДж/кг, выработав при этом электроэнергию $\mathcal{E}_{\text{выр}} = 64 \cdot 10^{10}$ кДж/год и отпустив теплоты внешним потребителям $Q_{\text{отп}} = 4,55 \cdot 10^{11}$ кДж/год. Определить к. п. д. ТЭЦ брутто и нетто по выработке электроэнергии и теплоты, если расход электроэнергии на собственные нужды 6 % от выработанной энергии, к. п. д. котельной установки $\eta_{к.у} = 0,87$ и расход топлива на выработку электроэнергии для собственных нужд $B_{с.н} = 4,5 \cdot 10^6$ кг/год.

Решение: Расход топлива на выработку отпущенной теплоты определяем по формуле (7.26):

$$B_Q = Q_{\text{отп}} / (Q_n^p \eta_{к.у}) = 4,55 \cdot 10^{11} / (27\,500 \cdot 0,87) = 19 \times 10^6 \text{ кг/год.}$$

Расход топлива на выработку электроэнергии находим из формулы (7.25):

$$B_{\mathcal{E}} = B_{тэц} - B_Q = 92 \cdot 10^6 - 19 \cdot 10^6 = 73 \cdot 10^6 \text{ кг/год.}$$

К. п. д. ТЭЦ брутто по выработке электроэнергии определяем по формуле (7.12):

$$\eta_{тэц}^{\mathcal{E}} = \mathcal{E}_{\text{выр}} / (B_{\mathcal{E}} Q_n^p) = 64 \cdot 10^{10} / (73 \cdot 10^6 \cdot 27\,500) = 0,32.$$

К. п. д. ТЭЦ брутто по выработке теплоты — по формуле (7.13):

$$\eta_{тэц}^{Q_{\text{отп}}} = Q_{\text{отп}} / (B_Q Q_n^p) = 4,55 \cdot 10^{11} / (19 \cdot 10^6 \cdot 27\,500) = 0,87.$$

Количество отпущенной электроэнергии

$$\mathcal{E}_{\text{отп}} = \mathcal{E}_{\text{выр}} - \mathcal{E}_{с.н} = 64 \cdot 10^{10} - 64 \cdot 10^{10} \cdot 0,06 = 60,16 \cdot 10^{10} \text{ кДж/год.}$$

К. п. д. ТЭЦ нетто по отпуску электроэнергии определяем по формуле (7.14):

$$\eta_{тэц}^{\mathcal{E}} = \mathcal{E}_{\text{отп}} / [(B_{\mathcal{E}} - B_{с.н}) Q_n^p] = 60,16 \times 10^{10} / [(73 \cdot 10^6 - 4,5 \cdot 10^6) 27\,500] = 0,319.$$

К. п. д. ТЭЦ нетто по отпуску теплоты — по формуле (7.15):

$$\eta_{тэц}^{Q_{\text{отп}}} = Q_{\text{отп}} / [(B_Q + B_{с.н}) Q_n^p] = 4,55 \cdot 10^{11} / [(19 \cdot 10^6 + 4,5 \cdot 10^6) 27\,500] = 0,704.$$

Задача 7.17. Определить к. п. д. ТЭЦ брутто по выработке электроэнергии и теплоты, если удельный расход условного топлива на выработку 1 МДж электроэнергии $b_{\mathcal{E}}^{\text{тэц}} = 0,108$ кг/МДж и удельный расход условного топлива на выработку 1 МДж теплоты $b_Q^{\text{тэц}} = 0,042$ кг/МДж.

Ответ: $\eta_{тэц}^{\mathcal{E}} = 0,317$; $\eta_{тэц}^{Q_{\text{отп}}} = 0,814$.

Задача 7.18. Конденсационная станция израсходовала $B = 660 \cdot 10^6$ кг/год каменного угля с низшей теплотой сгорания $Q_n^p = 24\,700$ кДж/кг и выработала электроэнергию $\mathcal{E}_{\text{выр}} = 545 \cdot 10^{10}$ кДж/год. Определить удельный расход условного топлива на выработку 1 МДж электроэнергии.

Ответ: $b_{\text{кэс}}^{\mathcal{E}} = 0,102$ кг/МДж.

Задача 7.19. Теплоэлектроцентраль израсходовала $B_{тэц} = 78 \cdot 10^6$ кг/год топлива, выработав при этом электрической энергии $\mathcal{E}_{\text{выр}} = 54 \cdot 10^{10}$ кДж/год и отпустив теплоты внешним потребителям $Q_{\text{отп}} = 3,36 \cdot 10^{11}$ кДж/год. Определить удельные расходы условного топлива на выработку 1 МДж электроэнергии и 1 МДж теплоты, если тепловой эквивалент сжигаемого на ТЭЦ топлива $\mathcal{E} = 0,9$ и к. п. д. котельной установки $\eta_{к.у} = 0,89$.

Ответ: $b_{\mathcal{E}}^{\text{тэц}} = 0,106$ кг/МДж; $b_Q^{\text{тэц}} = 0,038$ кг/МДж.

Задача 7.20. Определить удельный расход условного топлива на выработку 1 кВт · ч электроэнергии для КЭС с тремя турбогенераторами мощностью $N = 50 \cdot 10^3$ кВт каждый и с числом часов использования установленной мощности $T_y = 5000$ ч, если станция израсходовала $B =$

$= 305 \cdot 10^6$ кг/год каменного угля с низшей теплотой сгорания $Q_n^p = 28\,300$ кДж/кг.

Ответ: $b_{\text{кэс}}^y = 0,393$ кг/(кВт · ч).

Задача 7.21. Определить удельный расход условного топлива на выработку 1 кВт · ч электроэнергии для КЭС с двумя турбогенераторами мощностью $N = 75 \cdot 10^3$ кВт каждый и с коэффициентом использования установленной мощности $k_{\text{и}} = 0,65$, если станция израсходовала $B = 576 \cdot 10^6$ кг/год бурого угля с низшей теплотой сгорания $Q_n^p = 15\,200$ кДж/кг.

Ответ: $b_{\text{кэс}}^y = 0,35$ кг/(кВт · ч).

Задача 7.22. Конденсационная электростанция работает при начальных параметрах пара перед турбинами $p_1 = 16$ МПа, $t_1 = 610^\circ\text{C}$ и давлением в конденсаторе $p_{\text{к}} = 4 \cdot 10^3$ Па. Определить удельный расход условного топлива на выработку 1 МДж электроэнергии, если к. п. д. котельной установки $\eta_{\text{к.у}} = 0,89$, к. п. д. трубопроводов $\eta_{\text{тр}} = 0,965$, относительный внутренний к. п. д. турбины $\eta_{\text{oi}} = 0,835$, механический к. п. д. турбины $\eta_{\text{м}} = 0,98$ и электрический к. п. д. генератора $\eta_{\text{г}} = 0,98$.

Ответ: $b_{\text{кэс}}^y = 0,109$ кг/МДж.

Задача 7.23. Теплоэлектроцентр израсходовала $B_{\text{тэц}} = 86 \cdot 10^6$ кг/год каменного угля с низшей теплотой сгорания $Q_n^p = 28\,300$ кДж/кг, выработав при этом электрической энергии $\mathcal{E}_{\text{выр}} = 184 \cdot 10^6$ кВт · ч/год. Определить удельные расходы условного топлива на выработку 1 кВт · ч электроэнергии и 1 МДж теплоты, если расход топлива на выработку отпущенной теплоты $B_Q = 21,5 \cdot 10^6$ кг/год и к. п. д. ТЭЦ брутто по выработке теплоты $\eta_{\text{тэц}}^{\text{бр}} = 0,81$.

Ответ: $b_{\text{тэц}}^y = 0,34$ кг/(кВт · ч); $b_Q^y = 0,042$ кг/МДж.

Задача 7.24. Теплоэлектроцентр выработала электроэнергии $\mathcal{E}_{\text{выр}} = 56 \cdot 10^{10}$ кДж/год и отпустила теплоты внешним потребителям $Q_{\text{отп}} = 5,48 \cdot 10^{11}$ кДж/год. Определить удельные расходы условного топлива на выработку 1 МДж электроэнергии и 1 МДж теплоты, если расход пара из котлов $D = 77,4 \cdot 10^7$ кг/год, испарительность топлива $I = 8,6$ кг/кг, к. п. д. котельной установки $\eta_{\text{к.у}} = 0,885$ и тепловой эквивалент сжигаемого топлива $\mathcal{E} = 0,88$.

Решение: Низшая теплота сгорания топлива

$$Q_n^p = \mathcal{E} \cdot 29\,300 = 0,88 \cdot 29\,300 = 25\,784 \text{ кДж/кг.}$$

Расход топлива на ТЭЦ определяем по формуле (7.27):

$$B_{\text{тэц}} = D/I = 77,4 \cdot 10^7 / 8,6 = 90 \cdot 10^6 \text{ кг/год.}$$

Расход топлива на выработку отпущенной теплоты — по формуле (7.26):

$$B_Q = Q_{\text{отп}} / (Q_n^p \eta_{\text{к.у}}) = 5,48 \cdot 10^{11} / (25\,784 \cdot 0,885) = 24 \times 10^6 \text{ кг/год.}$$

Расход топлива на выработку электроэнергии — из формулы (7.25):

$$B_{\mathcal{E}} = B_{\text{тэц}} - B_Q = 90 \cdot 10^6 - 24 \cdot 10^6 = 66 \cdot 10^6 \text{ кг/год.}$$

Удельный расход условного топлива на выработку 1 МДж электроэнергии — по формуле (7.18):

$$b_{\mathcal{E}}^y = B_{\mathcal{E}} Q_n^p / (29,3 \mathcal{E}_{\text{выр}}) = 66 \cdot 10^6 \cdot 25\,784 / (29,3 \times 56 \cdot 10^{10}) = 0,104 \text{ кг/МДж.}$$

Удельный расход условного топлива на выработку 1 МДж теплоты — по формуле (7.20):

$$b_Q^y = B_Q Q_n^p / (29,3 Q_{\text{отп}}) = 24 \cdot 10^6 \cdot 25\,784 / (29,3 \cdot 5,48 \times 10^{11}) = 0,038 \text{ кг/МДж.}$$

Задача 7.25. Определить годовой расход топлива газотурбинной электростанции, если мощность на клеммах генератора $N_{\text{г}}^e = 50 \cdot 10^3$ кВт, низшая теплота сгорания топлива $Q_n^p = 41\,000$ кДж/кг, степень повышения давления в компрессоре $\lambda = 4$, температура всасываемого воздуха в компрессор $t_1 = 20^\circ\text{C}$, температура газа на выходе из камеры сгорания $t_3 = 700^\circ\text{C}$, относительный внутренний к. п. д. турбины $\eta_{\text{oi}} = 0,88$, внутренний к. п. д. компрессора $\eta_{\text{к}} = 0,85$, к. п. д. камеры сгорания $\eta_{\text{к.с}} = 0,99$, механический к. п. д. ГТУ $\eta_{\text{ГТУ}}^{\text{м}} = 0,89$, электрический к. п. д. генератора $\eta_{\text{г}} = 0,98$ и показатель адиабаты $k = 1,4$.

Ответ: $B = 245,3 \cdot 10^6$ кг/год.

Задача 7.26. Определить годовой расход топлива газотурбинной электростанции, оборудованной газотурбинной установкой с регенерацией теплоты, если мощность на клеммах генератора $N_{\text{г}}^e = 50 \cdot 10^3$ кВт, низшая теплота сгорания топлива $Q_n^p = 41\,500$ кДж/кг, степень повышения давления в компрессоре $\lambda = 5$, температура всасываемого воздуха в компрессор $t_1 = 21^\circ\text{C}$, температура газа на выходе из камеры сгорания $t_3 = 705^\circ\text{C}$, температура воздуха перед регенератором $t_2' = 162^\circ\text{C}$, температура воздуха после регенератора $t_2'' = 288^\circ\text{C}$, температура газов перед регенератором $t_4' = 342^\circ\text{C}$, относительный внутренний к. п. д. турбины $\eta_{\text{oi}} = 0,88$, внутренний к. п. д. компрессора $\eta_{\text{к}} = 0,85$, к. п. д. камеры сгорания $\eta_{\text{к.с}} = 0,98$, механический к. п. д. ГТУ с регенерацией теплоты $\eta_{\text{ГТУ}}^{\text{м}} = 0,88$,

электрический к. п. д. генератора $\eta_r = 0,98$ и показатель адиабаты $k = 1,4$.

Решение: Эффективная мощность ГТУ с регенерацией теплоты

$$N_{\epsilon}^{\text{ГТУ}} = N_{\epsilon}^r / \eta_r = 50 \cdot 10^3 / 0,98 = 51\,020 \text{ кВт.}$$

Степень регенерации ГТУ определяем по формуле (4.20):

$$\sigma = (t'_b - t''_b) / (t'_r - t''_b) = (288 - 162) / (342 - 162) = 0,7.$$

Внутренний к. п. д. ГТУ с регенерацией теплоты — по формуле (4.19), в которой $m = (k - 1) / k = (1,4 - 1) / 1,4 = 0,286$:

$$\begin{aligned} \eta_i^{\text{ГТУ}} &= \\ &= \frac{\eta_{oi} \tau (1 - 1/\lambda^m) - (\lambda^m - 1) (1/\eta_k)}{\tau - \{(1 - \sigma) [1 + (\lambda^m - 1) (1/\eta_k)] + \sigma [1 - (1 - 1/\lambda^m) \eta_{oi}]\}} \eta_{k.c} = \\ &= \frac{0,88 (978/294) (1 - 1/5^{0,286}) -}{978/294 - \{(1 - 0,7) [1 + (5^{0,286} - 1) / 0,85] +} \\ &\quad \frac{-(5^{0,286} - 1) / 0,85}{+ 0,7 (978/294) [1 - (1 - 1/5^{0,286}) 0,88]\}} 0,98 = 0,33. \end{aligned}$$

Эффективный к. п. д. ГТУ с регенерацией теплоты — по формуле (4.21):

$$\eta_{\epsilon}^{\text{ГТУ}} = \eta_i^{\text{ГТУ}} \eta_{\text{к}}^{\text{ГТУ}} = 0,33 \cdot 0,88 = 0,29.$$

Годовой расход топлива газотурбинной электростанции, оборудованной ГТУ с регенерацией теплоты, определяем по формуле (4.18):

$$B = [3600 N_{\epsilon}^{\text{ГТУ}} / (\eta_{\epsilon}^{\text{ГТУ}} Q_p^p)] 8760 = [3600 \cdot 51\,020 / (0,29 \times 41\,500)] 8760 = 133,7 \cdot 10^6 \text{ кг/год.}$$

Задача 7.27. Определить удельный расход теплоты на выработку 1 кВт · ч электроэнергии (для условного топлива) для КЭС, если удельный расход топлива $b_{\text{кэс}} = 0,45 \text{ кг/(кВт · ч)}$ и тепловой эквивалент топлива $\mathcal{E} = 0,8$.

Ответ: $d_{\text{кэс}}^{\mathcal{E}} = 10,55 \text{ МДж/(кВт · ч)}$.

Задача 7.28. Определить удельный расход теплоты на выработку 1 МДж электроэнергии (для условного топлива) для КЭС с тремя турбогенераторами мощностью $N = 75 \cdot 10^3 \text{ кВт}$ каждый и с коэффициентом использования установленной мощности $k_{\text{н}} = 0,64$, если станция израсходо-

вала $B = 670 \cdot 10^6 \text{ кг/год}$ каменного угля с низшей теплотой сгорания $Q_p^p = 20\,500 \text{ кДж/кг}$.

Решение: Установленная мощность КЭС

$$N_{\text{эс}}^y = 3N = 3 \cdot 75 \cdot 10^3 = 225 \cdot 10^3 \text{ кВт.}$$

Количество выработанной энергии за год определяем из формулы (7.2):

$$\mathcal{E}_{\text{выр}} = 8760 k_{\text{н}} N_{\text{эс}}^y = 8760 \cdot 0,64 \cdot 225 \cdot 10^3 = 126,14 \times 10^7 \text{ кВт · ч/год} = 454,1 \cdot 10^{10} \text{ кДж/год.}$$

К. п. д. КЭС брутто — по формуле (7.9):

$$\eta_{\text{кэс}}^{\text{бр}} = \mathcal{E}_{\text{выр}} / (B Q_p^p) = 454,1 \cdot 10^{10} / (670 \cdot 10^6 \cdot 20\,500) = 0,33.$$

Удельный расход теплоты на выработку 1 МДж электроэнергии (для условного топлива) — по формуле (7.22):

$$d_{\text{кэс}}^{\mathcal{E}} = 1 / \eta_{\text{кэс}}^{\text{бр}} = 1 / 0,33 = 3,03 \text{ МДж/МДж.}$$

Задача 7.29. Теплоэлектроцентр израсходовала $B_{\text{тэц}} = 88 \cdot 10^6 \text{ кг/год}$ каменного угля с низшей теплотой сгорания $Q_p^p = 25\,700 \text{ кДж/кг}$, выработав при этом электроэнергию $\mathcal{E}_{\text{выр}} = 152 \cdot 10^6 \text{ кВт · ч/год}$, отпустив теплоты внешним потребителям $Q_{\text{отп}} = 5,14 \cdot 10^{11} \text{ кДж/год}$. Определить удельный расход теплоты на выработку 1 кВт · ч энергии (для условного топлива), если к. п. д. котельной установки $\eta_{\text{к.у}} = 0,87$.

Ответ: $d_{\text{тэц}}^{\mathcal{E}} = 11 \text{ МДж/(кВт · ч)}$.

Задача 7.30. Конденсационная электростанция выработала электроэнергию $\mathcal{E}_{\text{выр}} = 30,2 \cdot 10^{10} \text{ кДж/год}$. Определить годовой расход топлива, если известны удельный расход условного топлива на выработку 1 МДж электроэнергии $b_{\text{кэс}}^y = 0,109 \text{ кг/МДж}$ и тепловой эквивалент сжигаемого на КЭС топлива $\mathcal{E} = 0,84$.

Ответ: $B = 39,2 \cdot 10^6 \text{ кг/год}$.

Задача 7.31 Теплоэлектроцентр выработала электроэнергию $\mathcal{E}_{\text{выр}} = 32 \cdot 10^{10} \text{ кДж/год}$ и отпустила теплоты внешним потребителям $Q_{\text{отп}} = 2,8 \cdot 10^{11} \text{ кДж/год}$. Определить годовой расход топлива, если удельный расход условного топлива на выработку 1 МДж электроэнергии $b_{\text{тэц}}^y = 0,104 \text{ кг/МДж}$, к. п. д. ТЭЦ брутто по выработке теплоты $\eta_{\text{тэц}}^{\text{бр}} = 0,85$ и тепловой эквивалент сжигаемого на ТЭЦ топлива $\mathcal{E} = 0,86$.

Ответ: $B_{\text{тэц}} = 516 \cdot 10^6 \text{ кг/год}$

Задача 7.32. Теплоэлектроцентральный завод выработала электроэнергии $\mathcal{E}_{\text{выр}} = 48 \cdot 10^{10}$ кДж/год и отпустила теплоты внешним потребителям $Q_{\text{отп}} = 42 \cdot 10^{10}$ кДж/год. Определить коэффициент использования теплоты топлива на ТЭЦ, если низшая теплота сжигаемого топлива $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 15\,800$ кДж/кг, расход пара из котлов $D = 61,5 \times 10^7$ кг/год и испарительность топлива $I = 8,2$ кг/кг.

Ответ: $\eta_{\text{тэц}} = 0,76$.

Задача 7.33. Теплоэлектроцентральный завод выработала электроэнергии $\mathcal{E}_{\text{выр}} = 48 \cdot 10^{10}$ кДж/год и отпустила теплоты внешним потребителям $Q_{\text{отп}} = 36 \cdot 10^{10}$ кДж/год. Определить коэффициент использования теплоты топлива на ТЭЦ и расход топлива на выработку электроэнергии, если низшая теплота сжигаемого топлива $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 15\,200$ кДж/кг, расход пара из котлов $D = 66,3 \cdot 10^7$ кг/год, испарительность топлива $I = 8,5$ кг/кг и к. п. д. котельной установки $\eta_{\text{к.у}} = 0,9$.

Ответ: $\eta_{\text{тэц}} = 0,71$.

Задача 7.34. Определить удельный расход ядерного топлива на атомной электростанции, если средняя глубина горючего $k = 30$ МВт · сут/кг урана и к. п. д. атомной электростанции $\eta_{\text{АЭС}} = 0,35$.

Ответ: $b_{\text{АЭС}} = 0,004 \cdot 10^{-3}$ кг/(кВт · ч).

Задача 7.35. Определить удельный расход ядерного топлива на атомной электростанции, если средняя глубина горючего $k = 30$ МВт · сут/кг урана, к. п. д. реактора $\eta_{\text{р}} = 0,9$, к. п. д. теплового потока $\eta_{\text{т.п}} = 0,98$, термический к. п. д. $\eta_{\text{т}} = 0,45$, относительный внутренний к. п. д. турбины $\eta_{\text{oi}} = 0,8$, механический к. п. д. $\eta_{\text{м}} = 0,98$ и к. п. д. электрогенератора $\eta_{\text{г}} = 0,99$.

Ответ: $b_{\text{АЭС}} = 0,005 \cdot 10^{-3}$ кг/(кВт · ч).

Задача 7.36. Конденсационная электростанция выработала электроэнергию $\mathcal{E}_{\text{выр}} = 100 \cdot 10^6$ кВт · ч/год, израсходовав при этом на собственные нужды 5 % от выработанной энергии. Определить себестоимость 1 кВт · ч отпущенной электроэнергии, если сумма затрат на станции $\Sigma И = 7,6 \cdot 10^5$ руб/год.

Ответ: $S_{\text{кэс}}^{\text{отп}} = 0,8$ коп/(кВт · ч).

Задача 7.37. Себестоимость 1 кВт · ч электроэнергии при отпуске ее $\mathcal{E}^{\text{отп}} = 120 \cdot 10^6$ кВт · ч/год равна $S_{\text{кэс}}^{\text{отп}} = 0,7$ коп/(кВт · ч). Определить себестоимость 1 кВт · ч отпущенной энергии при отпуске ее $\mathcal{E}_{\text{икэс}}^{\text{отп}} = 84 \times$

$\times 10^6$ кВт · ч/год и $\mathcal{E}_{\text{икэс}}^{\text{отп}} = 70 \cdot 10^6$ кВт · ч/год. Сумму годовых затрат на станции считать одинаковой.

Ответ: $S_{\text{икэс}}^{\text{отп}} = 1$ коп/(кВт · ч); $S_{\text{кэс}}^{\text{отп}} = 1,2$ коп/(кВт · ч).

Задача 7.38. Теплоэлектроцентральный завод израсходовала $B_{\text{тэц}} = 95 \cdot 10^6$ кг/год топлива, выработав при этом электроэнергию $\mathcal{E}_{\text{выр}} = 150 \cdot 10^6$ кВт · ч/год и потратив на собственные нужды 5 % от выработанной энергии. Определить себестоимость 1 кВт · ч отпущенной энергии, если расход топлива на выработку электроэнергии $B_{\text{э}} = 64 \cdot 10^6$ кг/год, затраты на топливо $I_{\text{топ}} = 9,6 \cdot 10^5$ руб/год, затраты на амортизацию $I_{\text{ам}} = 3,4 \cdot 10^5$ руб/год, затраты на заработную плату $I_{\text{з.п}} = 1,37 \cdot 10^5$ руб/год и все остальные затраты $\Sigma И_{\text{пр}} = 2,63 \cdot 10^5$ руб/год.

Ответ: $S_{\text{тэц}}^{\text{отп}} = 0,8$ коп/(кВт · ч).

ГЛАВА 8

ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ ПРЕДПРИЯТИЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

§ 8.1. РАСЧЕТ РАСХОДА ТЕПЛОТЫ ПРИ ТЕПЛОСНАБЖЕНИИ ПРЕДПРИЯТИЯ

На предприятиях теплота расходуется на технологические нужды, отопление, вентиляцию, кондиционирование воздуха и горячее водоснабжение для технологических и хозяйственно-бытовых нужд.

Расчетный (максимальный) расход теплоты (Вт) на технологические нужды

$$Q_{\text{тех}}^{\text{р}} = 278 \cdot 10^3 \Sigma q_i P_i, \quad (8.1)$$

где q_i — удельный расход теплоты на выработку продукции, ГДж/т; P_i — производительность предприятия, т/ч.

Расчетный (максимальный) расход теплоты (Вт) на отопление

$$Q_{\text{от}}^{\text{р}} = q_0 V_{\text{н}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}), \quad (8.2)$$

где q_0 — удельная отопительная характеристика здания, Вт/(м³ · К); $V_{\text{н}}$ — объем отапливаемых зданий по наружному обмеру, м³; $t_{\text{вн}}$ — средняя температура воздуха внутри помещения, °С; $t_{\text{нар}}$ — расчетная наружная температура воздуха, °С.

Расчетный (максимальный) расход теплоты (Вт) на вентиляцию

$$Q_{\text{вен}}^p = q_v V_n (t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}), \quad (8.3)$$

где q_v — удельная вентиляционная характеристика здания, Вт/(м³ · К).

Средний расход теплоты (Вт) на горячее водоснабжение

$$Q_{\text{г.в}}^{\text{ср}} = G_v c_v (t_{\text{г.в}}^{\text{ср}} - t_{\text{х.в}}) / \eta_v, \quad (8.4)$$

где G_v — расход горячей воды на технологические и хозяйственно-бытовые нужды, кг/с; c_v — теплоемкость воды, Дж/(кг · К), $c_v = 4186$ Дж/(кг · К); $t_{\text{г.в}}^{\text{ср}}$ — средняя температура горячей воды, °С; $t_{\text{х.в}}$ — температура холодной воды, °С; η_v — коэффициент полезного использования теплоты в водоподогревателях, $\eta_v = 0,94 \dots 0,97$.

Расчетный (максимальный) расход теплоты (Вт) на горячее водоснабжение

$$Q_{\text{г.в}}^p = 2Q_{\text{г.в}}^{\text{ср}}. \quad (8.5)$$

Задача 8.1. Определить расчетный расход теплоты на технологические нужды мясокомбината производительностью $P_i = 12,5$ т/ч, если удельный расход теплоты на выработку мяса $q_i = 1,2$ ГДж/т.

Ответ: $Q_{\text{тех}}^p = 4,17 \cdot 10^6$ Вт.

Задача 8.2. Определить расчетный расход теплоты на отопление зданий хлебозавода, если объем отапливаемых зданий по наружному обмеру $V_n = 15 \cdot 10^3$ м³, удельная отопительная характеристика здания $q_0 = 0,35$ Вт/(м³ · К), средняя температура воздуха внутри помещения $t_{\text{вн}} = 20$ °С и расчетная наружная температура воздуха $t_{\text{нар}} = -26$ °С.

Ответ: $Q_{\text{от}}^p = 241,5 \cdot 10^3$ Вт.

Задача 8.3. Определить суммарный расчетный расход теплоты на отопление и вентиляцию зданий хлебозавода, если объем отапливаемых зданий по наружному обмеру $30 \cdot 10^3$ м³, объем вентилируемых зданий 75 % от объема отапливаемых, удельная отопительная характеристика здания $q_0 = 0,32$ Вт/(м³ · К), удельная вентиляционная характеристика здания $q_v = 0,3$ Вт/(м³ · К), средняя температура воздуха внутри помещения $t_{\text{вн}} = 20$ °С и расчетная наружная температура воздуха $t_{\text{нар}} = -25$ °С.

Ответ: $Q = 737,75 \cdot 10^3$ Вт.

Задача 8.4. Определить расчетный расход теплоты на горячее водоснабжение хлебозавода, если расход горячей воды на технологические и хозяйственно-бытовые нужды $G_v = 2,5$ кг/с, средняя температура горячей воды $t_{\text{г.в}}^{\text{ср}} = 50$ °С, температура холодной воды $t_{\text{х.в}} = 10$ °С, коэффициент полезного использования теплоты в водоподогревателях $\eta_v = 0,95$ и теплоемкость воды $c_v = 4186$ Дж/(кг · К).

Ответ: $Q_{\text{г.в}}^p = 881 \cdot 10^3$ Вт.

Задача 8.5. Определить суммарный расчетный расход теплоты на технологические нужды и отопление мясокомбината производительностью $P_i = 5$ т/ч, если удельный расход теплоты на выработку мяса $q_i = 1,3$ ГДж/т, объем отапливаемых зданий по наружному обмеру $V_n = 40 \times 10^3$ м³, удельная отопительная характеристика здания $q_0 = 0,25$ Вт/(м³ · К), средняя температура воздуха внутри помещения $t_{\text{вн}} = 20$ °С и расчетная наружная температура воздуха $t_{\text{нар}} = -25$ °С.

Ответ: $Q = 2257 \cdot 10^3$ Вт.

Задача 8.6. Определить суммарный расчетный расход теплоты на технологические нужды, отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение мясокомбината производительностью $P_i = 6,25$ т/ч, если удельный расход теплоты на выработку мяса $q_i = 1,35$ ГДж/т, объем отапливаемых зданий по наружному обмеру $V_n = 45 \cdot 10^3$ м³, объем вентилируемых зданий 80 % от объема отапливаемых, удельная отопительная характеристика здания $q_0 = 0,2$ Вт/(м³ · К), удельная вентиляционная характеристика здания $q_v = 0,3$ Вт/(м³ · К), расход горячей воды на технологические и хозяйственно-бытовые нужды $G_v = 6$ кг/с, средняя температура горячей воды $t_{\text{г.в}}^{\text{ср}} = 50$ °С, температура холодной воды $t_{\text{х.в}} = 10$ °С, средняя температура воздуха внутри помещения $t_{\text{вн}} = 20$ °С, расчетная наружная температура воздуха $t_{\text{нар}} = -25$ °С, коэффициент полезного использования теплоты в водоподогревателях $\eta_v = 0,96$ и теплоемкость воды $c_v = 4186$ Дж/(кг · К).

Решение: Расчетный расход теплоты на технологические нужды определяем по формуле (8.1):

$$Q_{\text{тех}}^p = 278 \cdot 10^3 \Sigma q_i P_i = 278 \cdot 10^3 \cdot 1,35 \cdot 6,25 = 2,35 \times 10^6 \text{ Вт.}$$

Расчетный расход теплоты на отопление находим по формуле (8.2):

$$Q_{\text{от}}^p = q_0 V_n (t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}) = 0,2 \cdot 45 \cdot 10^3 (20 + 25) = 405 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

Расчетный расход теплоты на вентиляцию определяем по формуле (8.3):

$$Q_{\text{вн}}^p = q_v V_{\text{н}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}) = 0,3 \cdot 45 \cdot 10^3 \cdot 0,8 (20 + 25) = 486 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

Средний расход теплоты на горячее водоснабжение находим по формуле (8.4):

$$Q_{\text{г.в}}^{\text{ср}} = G_{\text{в.в}} (t_{\text{г.в}}^{\text{ср}} - t_{\text{х.в}}) / \eta_{\text{в}} = 6 \cdot 4186 (50 - 10) / 0,96 = 1046 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

Расчетный расход теплоты на горячее водоснабжение определяем по формуле (8.5):

$$Q_{\text{г.в}}^p = 2Q_{\text{г.в}}^{\text{ср}} = 2 \cdot 1046 \cdot 10^3 = 2092 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

Суммарный расчетный расход теплоты

$$\begin{aligned} Q &= Q_{\text{тех}}^p + Q_{\text{от}}^p + Q_{\text{вент}}^p + Q_{\text{г.в}}^p = \\ &= 2,35 \cdot 10^6 + 405 \cdot 10^3 + 486 \cdot 10^3 + 2092 \cdot 10^3 = \\ &= 5333 \cdot 10^3 \text{ Вт.} \end{aligned}$$

§ 8.2. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Эффективность работы системы теплоснабжения оценивается себестоимостью 1 ГДж теплоты и трудоемкостью 1 ГДж вырабатываемой теплоты.

Себестоимость 1 ГДж теплоты (руб/ГДж), вырабатываемой в котельной, определяется по формуле

$$S_Q = C_{\text{год}} / Q_{\text{год}}, \quad (8.6)$$

где $C_{\text{год}}$ — эксплуатационные затраты, руб/год; $Q_{\text{год}}$ — годовая выработка теплоты в котельной, ГДж/год.

Эксплуатационные затраты на выработку теплоты (руб/год) находятся по формуле

$$C_{\text{год}} = C_{\text{т}} + C_{\text{э.э}} + C_{\text{вод}} + C_{\text{з.п}} + C_{\text{ам}} + C_{\text{т.р}} + C_{\text{пр}}, \quad (8.7)$$

где $C_{\text{т}}$ — стоимость топлива, потребляемого котельной, руб/год; $C_{\text{э.э}}$ — стоимость электроэнергии, потребляемой котельной, руб/год; $C_{\text{вод}}$ — стоимость воды, потребляемой котельной, руб/год; $C_{\text{з.п}}$ — заработная плата обслуживаемого персонала, руб/год; $C_{\text{ам}}$ — амортизация зданий и оборудования котельной, руб/год; $C_{\text{т.р}}$ — затраты на текущий

ремонт оборудования, руб/год; $C_{\text{пр}}$ — прочие расходы, руб/год.

Годовая выработка теплоты (ГДж/год) в котельной

$$Q_{\text{год}} = 23,76 D [(i_{\text{п.п}} - i_{\text{п.в}}) + (P/100) (i_{\text{к.в}} - i_{\text{п.в}})], \quad (8.8)$$

где D — паропроизводительность котельной, кг/с; $i_{\text{п.п}}$, $i_{\text{п.в}}$, $i_{\text{к.в}}$ — энтальпия перегретого пара, питательной и котловой воды, кДж/кг; P — величина непрерывной продувки, %.

Трудоемкость 1 ГДж теплоты (чел. год/ГДж)

$$T_Q = n_{\text{шт}} Q_y / Q_{\text{год}}, \quad (8.9)$$

где $n_{\text{шт}}$ — коэффициент штатного персонала, чел. ч/ГДж; Q_y — установленная мощность котельной по выработке теплоты, ГДж/ч.

Задача 8.7. Определить себестоимость 1 ГДж теплоты, вырабатываемой в котельной паропроизводительностью $D = 5,45$ кг/с, работающей на газообразном топливе, если давление перегретого пара $p_{\text{п.п}} = 1,4$ МПа, температура перегретого пара $t_{\text{п.п}} = 280$ °С, температура питательной воды $t_{\text{п.в}} = 100$ °С, величина непрерывной продувки $P = 3$ % и эксплуатационные затраты $C_{\text{год}} = 5,05 \times 10^5$ руб/год.

Ответ: $S_Q = 1,5$ руб/ГДж.

Задача 8.8. Определить себестоимость 1 ГДж теплоты, вырабатываемой в котельной паропроизводительностью $D = 5,56$ кг/с, работающей на газообразном топливе, если давление перегретого пара $p_{\text{п.п}} = 4$ МПа, температура перегретого пара $t_{\text{п.п}} = 430$ °С, температура питательной воды $t_{\text{п.в}} = 130$ °С, величина непрерывной продувки $P = 4$ %, стоимость топлива $C_{\text{т}} = 3,6 \cdot 10^5$ руб/год, стоимость электроэнергии $C_{\text{э.э}} = 19 \cdot 10^3$ руб/год, стоимость воды $C_{\text{вод}} = 54 \cdot 10^3$ руб/год, заработная плата обслуживаемого персонала $C_{\text{з.п}} = 38 \cdot 10^3$ руб/год, амортизация зданий и оборудования котельной $C_{\text{ам}} = 22 \cdot 10^3$ руб/год, затраты на текущий ремонт оборудования $C_{\text{т.р}} = 4 \cdot 10^3$ руб/год и прочие расходы $C_{\text{пр}} = 14 \cdot 10^3$ руб/год.

Решение: Годовую выработку теплоты в котельной определяем по формуле (8.8):

$$\begin{aligned} Q_{\text{год}} &= 23,76 D [(i_{\text{п.п}} - i_{\text{п.в}}) + (P/100) (i_{\text{к.в}} - i_{\text{п.в}})] = \\ &= 23,76 \cdot 5,56 [(3280 - 546) + (4/100) (1087,5 - 546)] = \\ &= 364\,611 \text{ ГДж/год.} \end{aligned}$$

Эксплуатационные затраты на выработку теплоты находим по формуле (8.7):

$$\begin{aligned} C_{\text{год}} &= C_{\text{т}} + C_{\text{э.э}} + C_{\text{вод}} + C_{\text{э.п}} + C_{\text{ам}} + C_{\text{т.р}} + C_{\text{пр}} = \\ &= 3,6 \cdot 10^5 + 19 \cdot 10^3 + 54 \cdot 10^3 + 38 \cdot 10^3 + \\ &+ 22 \cdot 10^3 + 4 \cdot 10^3 + 14 \cdot 10^3 = 511 \cdot 10^3 \text{ руб/год.} \end{aligned}$$

Себестоимость 1 ГДж теплоты, вырабатываемой в котельной, определяем по формуле (8.6):

$$S_Q = C_{\text{год}}/Q_{\text{год}} = 511\,000/364\,611 = 1,4 \text{ руб/ГДж.}$$

Задача 8.9. Определить трудоемкость 1 ГДж теплоты, вырабатываемой в котельной паропроизводительностью $D = 7,22$ кг/с, работающей на газообразном топливе, если давление перегретого пара $p_{\text{п.п}} = 4$ МПа, температура перегретого пара $t_{\text{п.п}} = 425^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{\text{п.в}} = 130^\circ\text{C}$, величина непрерывной продувки $P = 3\%$, установленная мощность котельной по выработке теплоты $Q_y = 72$ ГДж/ч и коэффициент штатного персонала $n_{\text{шт}} = 0,39$ чел · ч/ГДж.

Ответ: $T_Q = 6 \cdot 10^{-5}$ чел · год/ГДж.

Задача 8.10. Определить себестоимость и трудоемкость 1 ГДж теплоты, вырабатываемой в котельной паропроизводительностью $D = 4,16$ кг/с, работающей на малосернистом мазуте, если давление перегретого пара $p_{\text{п.п}} = 1,4$ МПа, температура перегретого пара $t_{\text{п.п}} = 280^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{\text{п.в}} = 100^\circ\text{C}$, величина непрерывной продувки $P = 3\%$, установленная мощность котельной по выработке теплоты $Q_y = 40$ ГДж/ч, коэффициент штатного персонала $n_{\text{шт}} = 0,53$ чел · ч/ГДж и эксплуатационные затраты $C_{\text{год}} = 4,6 \cdot 10^5$ руб/год.

Ответ: $S_Q = 1,8$ руб/ГДж; $T_Q = 8 \cdot 10^{-5}$ чел · год/ГДж.

ГЛАВА 9

ВТОРИЧНЫЕ ЭНЕРГОРЕСУРСЫ

§ 9.1. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ УХОДЯЩИХ КОТЕЛЬНЫХ ГАЗОВ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ГОРЯЧЕЙ ВОДЫ И ПАРА

Важным источником для добавочного получения теплоты являются уходящие котельные газы. Уходящие котельные газы используются в водяных утилизаторах (экономай-

зерах) и в котлах-утилизаторах для получения горячей воды и пара.

Расход ($\text{м}^3/\text{с}$) уходящих газов из котельной определяется по формуле

$$V_{\text{г}} = nB_p [V_{\text{г}}^0 + (\alpha_y - 1)V^0] [(\theta + 273)/273], \quad (9.1)$$

где n — число котлоагрегатов; B_p — расчетный расход топлива, кг/с; $V_{\text{г}}^0$ — теоретический объем газов, $\text{м}^3/\text{кг}$ ($\text{м}^3/\text{м}^3$); α_y — коэффициент избытка воздуха за утилизатором; V^0 — теоретически необходимый объем воздуха, $\text{м}^3/\text{кг}$ ($\text{м}^3/\text{м}^3$); θ — температура газов на входе в утилизатор, $^\circ\text{C}$.

Количество теплоты (кДж/с), отдаваемой уходящими котельными газами утилизатору, находится по формуле

$$Q_{\text{т}} = V_{\text{г.ср}} c'_{\text{г.ср}} (\theta - \theta'), \quad (9.2)$$

где $V_{\text{г.ср}}$ — средний расход уходящих газов при их охлаждении в утилизаторе от θ до θ' , $\text{м}^3/\text{с}$; $c'_{\text{г.ср}}$ — средняя объемная теплоемкость газов, кДж/($\text{м}^3 \cdot \text{K}$); θ' — температура газов на выходе из утилизатора, $^\circ\text{C}$.

Задача 9.1. Определить количество теплоты, отдаваемой уходящими газами котельной спиртового завода водяному экономайзеру (утилизатору) для получения горячей воды, если температура газов на входе в экономайзер $\theta = 320^\circ\text{C}$, температура газов на выходе из экономайзера $\theta' = 200^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха за экономайзером $\alpha_y = 1,4$, средняя объемная теплоемкость газов $c'_{\text{г.ср}} = 1,415$ кДж/(кг · K) и расчетный расход топлива одного котлоагрегата $B_p = 0,25$ кг/с.

В котельной установлены два одинаковых котлоагрегата, работающих на донецком каменном угле марки Д состава: $\text{C}^p = 49,3\%$; $\text{H}^p = 3,6\%$; $\text{S}^p = 3,0\%$; $\text{N}^p = 1\%$; $\text{O}^p = 8,3\%$; $\text{A}^p = 21,8\%$; $\text{W}^p = 13,0\%$.

Решение: Теоретически необходимый объем воздуха определяем по формуле (1.27):

$$\begin{aligned} V^0 &= 0,089\text{C}^p + 0,266\text{H}^p + 0,033 (\text{S}^p - \text{O}^p) = \\ &= 0,089 \cdot 49,3 + 0,266 \cdot 3,6 + 0,033 (3,0 - 8,3) = \\ &= 5,17 \text{ м}^3/\text{кг}. \end{aligned}$$

Теоретический объем газов находим по формуле (1.36):

$$\begin{aligned} V_{\text{г}}^0 &= 0,0187 (\text{C}^p + 0,375\text{S}^p) + 0,79V^0 + 0,8\text{N}^p/100 + \\ &+ 0,0124 (9\text{H}^p + \text{W}^p) + 0,0161V^0 = 0,0187 (49,3 + \\ &+ 0,375 \cdot 3) + 0,79 \cdot 5,17 + 0,8 \frac{1,0}{100} + 0,0124 (9 \cdot 3,6 + 13) + \\ &+ 0,0161 \cdot 5,17 = 5,67 \text{ м}^3/\text{кг}. \end{aligned}$$

Расход уходящих газов перед экономайзером определяем по формуле (9.1):

$$V_r = nB_p [V_r^0 + (\alpha_y - 1) V^0] \frac{\vartheta + 273}{273} = 2 \cdot 0,25 [5,67 + (1,4 - 1) \cdot 5,17] \frac{320 + 273}{273} = 8,4 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход уходящих газов за экономайзером находим по формуле (9.1):

$$V_r' = nB_p [V_r^0 + (\alpha_y - 1) V^0] \frac{\vartheta' + 273}{273} = 2 \cdot 0,25 [5,67 + (1,4 - 1) \cdot 5,17] \frac{200 + 273}{273} = 6,7 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Средний расход уходящих газов при их охлаждении в экономайзере от ϑ до ϑ'

$$V_{r, \text{ср}} = \frac{V_r + V_r'}{2} = \frac{8,4 + 6,7}{2} = 7,55 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Количество теплоты, отдаваемой уходящими котельными газами водяному экономайзеру, определяем по формуле (9.2):

$$Q_T = V_{r, \text{ср}} c'_{r, \text{ср}} (\vartheta - \vartheta') = 7,55 \cdot 1,415 (320 - 200) = 1282 \text{ кДж/с}.$$

Задача 9.2. Определить количество теплоты, отдаваемой уходящими газами котельной спиртового завода водяному экономайзеру (утилизатору), для получения горячей воды, если температура газов на входе в экономайзер $\vartheta = 350^\circ\text{C}$, температура газов на выходе из экономайзера $\vartheta' = 200^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха за экономайзером $\alpha_y = 1,3$, средняя объемная теплоемкость газов $c'_{r, \text{ср}} = 1,415 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$ и расчетный расход топлива одного котлоагрегата $B_p = 0,3 \text{ м}^3/\text{с}$. В котельной установлены два одинаковых котлоагрегата, работающих на природном газе Дашавского месторождения состава: $\text{CO}_2 = 0,2\%$; $\text{CH}_4 = 98,9\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 0,3\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,1\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,1\%$; $\text{N}_2 = 0,4\%$.

Ответ: $Q_T = 3437 \text{ кДж/с}$.

Задача 9.3. Определить количество теплоты, отдаваемой уходящими газами котельной спиртового завода водяному экономайзеру (утилизатору), для получения горячей воды,

если температура газов на входе в экономайзер $\vartheta = 340^\circ\text{C}$, температура газов на выходе из экономайзера $\vartheta' = 200^\circ\text{C}$, теоретический объем газов $V_r^0 = 11,48 \text{ м}^3/\text{кг}$, теоретически необходимый объем воздуха $V^0 = 10,62 \text{ м}^3/\text{кг}$, коэффициент избытка воздуха за экономайзером $\alpha_y = 1,4$, средняя объемная теплоемкость газов $c'_{r, \text{ср}} = 1,415 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$ и расчетный расход топлива одного котлоагрегата $B_p = 0,2 \text{ кг/с}$. В котельной установлены три одинаковых котлоагрегата, работающих на малосернистом мазуте.

Ответ: $Q_T = 3714 \text{ кДж/с}$.

§ 9.2. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ УХОДЯЩИХ ПЕЧНЫХ ГАЗОВ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ПАРА

Количество выработанной теплоты (кДж/с) в виде пара в утилизаторе за счет теплоты уходящих газов определяется по формуле

$$Q_T = B_p (I_r - I_r') \beta (1 - \zeta), \quad (9.3)$$

где I_r — энтальпия газов на выходе из печи, кДж/кг (кДж/м³); I_r' — энтальпия газов на выходе из утилизатора, кДж/кг (кДж/м³); β — коэффициент, учитывающий несоответствие режима и числа часов работы утилизатора и агрегата — источника вторичных энергоресурсов; ζ — коэффициент потерь теплоты утилизатора в окружающую среду.

Экономия условного топлива (кг/с) за счет вторичных энергоресурсов находится по формуле

$$B_{\text{эк}} = \frac{Q_T}{29300 \eta_{k, y}}, \quad (9.4)$$

где $\eta_{k, y}$ — к. п. д. замещающей котельной.

Задача 9.4. Определить количество выработанной теплоты в виде пара в котле-утилизаторе за счет теплоты уходящих газов трех хлебопекарных печей, если температура газов на выходе из печей $\vartheta = 700^\circ\text{C}$, температура газов на выходе из котла-утилизатора $\vartheta' = 200^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха за котлом-утилизатором $\alpha_y = 1,3$, расчетный расход топлива трех печей $B_p = 0,05 \text{ м}^3/\text{с}$, коэффициент, учитывающий несоответствие режима и числа часов работы котла-утилизатора и хлебопекарных печей $\beta = 1,0$ и коэффициент потерь теплоты котла-утилизатора в окружающую среду $\zeta = 0,1$. Хлебопекарные печи рабо-

тают на природном газе Ставропольского месторождения состава: $\text{CO}_2 = 0,2\%$; $\text{CH}_4 = 98,2\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 0,4\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,1\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,1\%$; $\text{N}_2 = 1,0\%$.

Решение: Теоретически необходимый объем воздуха определяем по формуле (1.28):

$$V^0 = 0,0478 [0,5 (\text{CO} + \text{H}_2) + 1,5\text{H}_2\text{S} + 2\text{CH}_4 + \Sigma (m + \frac{n}{4})\text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2] = 0,0478 (2 \cdot 98,2 + 3,5 \times 0,4 + 5 \cdot 0,1 + 6,5 \cdot 0,1) = 9,51 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Объем трехатомных газов находим по формуле (1.39): $V_{\text{RO}_2} = 0,01 (\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \Sigma m\text{C}_m\text{H}_n) = 0,01 (0,2 + 98,2 + 2 \cdot 0,4 + 3 \cdot 0,1 + 4 \cdot 0,1) = 1,0 \text{ м}^3/\text{м}^3.$

Теоретический объем азота определяем по формуле (1.38):

$$V_{\text{N}_2} = 0,79V^0 + \text{N}_2/100 = 0,79 \cdot 9,51 + 1/100 = 7,52 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теоретический объем водяных паров находим по формуле (1.41):

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01 (\text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + \Sigma \frac{n}{2} \text{C}_m\text{H}_n + 0,124d_r) + 0,0161V^0 = 0,01 (2 \cdot 98,2 + 3 \cdot 0,4 + 4 \cdot 0,1 + 5 \cdot 0,1) + 0,0161 \cdot 9,51 = 2,13 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Энтальпию газов на выходе из печей определяем по формуле (1.60):

$$I_r = I_r^0 + (\alpha_y - 1) I_b^0 = V_{\text{RO}_2} (c\theta)_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2} (c\theta)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 (c\theta)_{\text{H}_2\text{O}} + (\alpha_y - 1) V^0 (c\theta)_b = 1 \cdot 1461 + 7,52 \cdot 946 + 2,13 \cdot 1147 + (1,3 - 1) \cdot 9,51 \cdot 979 = 13811 \text{ кДж/м}^3.$$

Значения $(c\theta)_{\text{CO}_2}$, $(c\theta)_{\text{N}_2}$, $(c\theta)_{\text{H}_2\text{O}}$, $(c\theta)_b$ взяты из табл. 1 (см. Приложение).

Энтальпию газов на выходе из котла-утилизатора находим по формуле (1.60):

$$I_r' = I_r^0 + (\alpha_y - 1) I_b^0 = V_{\text{RO}_2} (c\theta')_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2} (c\theta')_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 (c\theta')_{\text{H}_2\text{O}} + (\alpha_y - 1) V^0 (c\theta')_b = 1 \cdot 357 + 7,52 \cdot 260 + 2,13 \cdot 304 + (1,3 - 1) 9,51 \cdot 266 = 5489 \text{ кДж/м}^3.$$

Значения $(c\theta')_{\text{CO}_2}$, $(c\theta')_{\text{N}_2}$, $(c\theta')_{\text{H}_2\text{O}}$, $(c\theta')_b$ взяты из табл. 1 (см. Приложение).

Количество выработанной теплоты в виде пара в котле-утилизаторе за счет теплоты уходящих газов определяем по формуле (9.3):

$$Q_T = B_p (I_r - I_r') \beta (1 - \zeta) = 0,005 \times (13811 - 5489) \times 1 (1 - 0,1) = 375 \text{ кДж/с}.$$

Задача 9.5. Определить количество выработанной теплоты в виде пара в котле-утилизаторе за счет теплоты уходящих газов двух хлебопекарных печей, если энтальпия газов на выходе из печи $I_r = 9800 \text{ кДж/м}^3$, температура газов на выходе из котла-утилизатора $\theta' = 200^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха за котлом-утилизатором $\alpha_y = 1,3$, расчетный расход топлива двух печей $B_p = 0,025 \text{ м}^3/\text{с}$, коэффициент, учитывающий несоответствие режима и числа часов работы котла-утилизатора и печей $\beta = 1,0$ и коэффициент потерь теплоты котла-утилизатора в окружающую среду $\zeta = 0,1$. Хлебопекарные печи работают на природном газе Саратовского месторождения состава: $\text{CO}_2 = 0,8\%$; $\text{CH}_4 = 84,5\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 3,8\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 1,9\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,9\%$; $\text{C}_5\text{H}_{12} = 0,3\%$; $\text{N}_2 = 7,8\%$.

Ответ: $Q_T = 138 \text{ кДж/с}$.

Задача 9.6. Определить экономию условного топлива при использовании выработанной теплоты в виде пара в котле-утилизаторе за счет теплоты уходящих газов двух хлебопекарных печей, если температура газов на выходе из печей $\theta = 700^\circ\text{C}$, температура газов на выходе из котла-утилизатора $\theta' = 200^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха за котлом-утилизатором $\alpha_y = 1,35$, расчетный расход топлива двух печей $B_p = 0,036 \text{ м}^3/\text{с}$, коэффициент, учитывающий несоответствие режима и числа часов работы котла-утилизатора и хлебопекарных печей $\beta = 1,0$, коэффициент потерь теплоты котла-утилизатора в окружающую среду $\zeta = 0,12$ и к. п. д. замещающей котельной $\eta_{\text{к.у}} = 0,86$. Хлебопекарные печи работают на природном газе Шебалинского месторождения состава: $\text{CH}_4 = 94,1\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 3,1\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,6\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,2\%$; $\text{C}_5\text{H}_{12} = 0,8\%$; $\text{N}_2 = 1,2\%$.

Решение: Теоретически необходимый объем воздуха определяем по формуле (1.28):

$$V^0 = 0,0478 [0,5 (\text{CO} + \text{H}_2) + 1,5\text{H}_2\text{S} + 2\text{CH}_4 + \Sigma (m + \frac{n}{4})\text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2] = 0,0478 \times (2 \cdot 94,1 + 3,5 \cdot 3,1 + 5 \times 0,6 + 6,5 \cdot 0,2 + 8 \cdot 0,8) = 9,98 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Объем трехатомных газов находим по формуле (1.39):

$$V_{RO_2} = 0,01 (CO_2 + CO + H_2S + \sum m C_m H_n) = 0,01 \times \\ \times (94,1 + 2 \cdot 3,1 + 3 \cdot 0,6 + 4 \cdot 0,2 + 5 \cdot 0,8) = 1,07 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Теоретический объем азота определяем по формуле (1.38):

$$V_{N_2}^0 = 0,79 V^0 + N_2/100 = 0,79 \cdot 9,98 + 1,2/100 = 7,9 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Теоретический объем водяных паров находим по формуле (1.41):

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 (H_2S + H_2 + \sum (n/2) C_m H_n + 0,124 d_r) + \\ + 0,0161 V^0 = 0,01 (2 \cdot 94,1 + 3 \cdot 3,1 + 4 \cdot 0,6 + 5 \cdot 0,2 + \\ + 6 \cdot 0,8) + 0,0161 \cdot 9,98 = 2,22 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Энтальпию газов на выходе из печей определяем по формуле (1.60):

$$I_r = I_r^0 + (\alpha_y - 1) I_b^0 = V_{RO_2} (c\theta)_{CO_2} + V_{N_2}^0 \times \\ + (c\theta)_{N_2} + V_{H_2O}^0 (c\theta)_{H_2O} + (\alpha_y - 1) V^0 (c\theta)_B = 1,07 \cdot 1461 + \\ + 7,9 \cdot 946 + 2,22 \cdot 1147 + (1,35 - 1) 9,98 \cdot 979 = \\ = 15 017 \text{ кДж/м}^3$$

Значения $(c\theta)_{CO_2}$, $(c\theta)_{N_2}$, $(c\theta)_{H_2O}$, $(c\theta)_B$ взяты из табл. 1 (см. Приложение).

Энтальпию газов на выходе из котла-утилизатора находим по формуле (1.60):

$$I_r' = I_r^0 + (\alpha_y - 1) I_b^0 = V_{RO_2} (c\theta')_{CO_2} + \\ + V_{N_2}^0 (c\theta')_{N_2} + V_{H_2O}^0 (c\theta')_{H_2O} + (\alpha_y - 1) V^0 (c\theta')_B = \\ 1,07 \cdot 357 + 7,9 \cdot 260 + 2,22 \cdot 304 + (1,35 - 1) 9,98 \times \\ \times 266 = 6130 \text{ кДж/м}^3$$

Значения $(c\theta')_{CO_2}$, $(c\theta')_{N_2}$, $(c\theta')_{H_2O}$, $(c\theta')_B$ взяты из табл. 1 (см. Приложение).

Количество выработанной теплоты в виде пара в котле-утилизаторе за счет теплоты уходящих газов определяем по формуле (9.3):

$$Q_r = B_p (I_r - I_r') \beta (1 - \zeta) = 0,036 (15 017 - 6130) \times \\ \times 1 \cdot (1 - 0,12) = 282 \text{ кДж/с}$$

Экономию условного топлива при использовании выработанной теплоты в виде пара в котле-утилизаторе за счет теплоты уходящих газов находим по формуле (9.4):

$$B_{эж} = \frac{Q_r}{29 300 \eta_{к.у}} = \frac{282}{29 300 \cdot 0,86} = 0,011 \text{ кг/с},$$

$$\text{или } B_{эж} = 39,6 \text{ кг/ч.}$$

Таблица 1. Энтальпия 1 м³ газов и влажного воздуха (кДж/м³) и 1 кг золы (кДж/кг)

θ , °C	$(c\theta)_{CO_2}$	$(c\theta)_{N_2}$	$(c\theta)_{O_2}$	$(c\theta)_{H_2O}$	$(c\theta)_B$	$(c\theta)_Z$
1	2	3	4	5	6	7
100	169	130	132	151	132	80,8
200	357	260	267	304	266	169,1
300	559	392	407	463	403	263,7
400	772	527	552	626	542	360,0
500	996	664	699	794	684	458,5
600	1222	804	850	967	830	560,6
700	1461	946	1005	1147	979	662,9
800	1704	1093	1160	1335	1130	767,6
900	1951	1243	1319	1524	1281	874,0
1000	2202	1394	1478	1725	1436	984,0
1100	2457	1545	1637	1926	1595	1096,0
1200	2717	1695	1800	2131	1754	1206,0
1300	2976	1850	1963	2344	1913	
1400	3240	2009	2127	2558	2076	
1500	3504	2164	2294	2779	2239	
1600	3767	2323	2461	3001	2403	
1700	4035	2482	2629	3227	2566	
1800	4303	2642	2796	3458	2729	
1900	4571	2805	2968	3688	2897	
2000	4843	2964	3139	3926	3064	
2100	5115	3127	3307	4161	3232	
2200	5387	3290	3483	4399	3399	

Примечание. Энтальпия влажного воздуха $(c\theta)_B$ приведена при влагосодержании $d_r = 10 \text{ г/м}^3$.

Таблица 2. Параметры сухого насыщенного пара и воды на кривой насыщения (по давлениям)

p , МПа	t_H , °C	v' , м³/кг	v'' , м³/кг	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг	S' , кДж/(кг·К)	S'' , кДж/(кг·К)
1	2	3	4	5	6	7	8
0,0010	6,936	0,0010001	130,04	29,18	2513,4	0,1053	8,9749
0,0015	13,001	0,0010007	88,38	54,61	2524,7	0,1952	8,8268
0,0020	17,486	0,0010014	67,24	73,40	2533,1	0,2603	8,7227
0,0025	21,071	0,0010021	54,42	88,36	2539,5	0,3119	8,6424
0,0030	24,078	0,0010028	45,77	100,93	2545,3	0,3547	8,5784
0,0035	26,674	0,0010035	39,56	111,81	2549,9	0,3912	8,5222
0,0040	28,95	0,0010042	34,93	121,33	2553,7	0,4225	8,4737
0,005	32,89	0,0010054	28,24	137,79	2560,9	0,4764	8,3943
0,010	45,82	0,0010102	14,70	191,84	2583,9	0,6496	8,1494
0,020	60,08	0,0010171	7,652	251,48	2609,2	0,8324	7,9075
0,025	64,99	0,0010198	6,201	272,03	2617,6	0,8934	7,8300
0,030	69,12	0,0010223	5,232	289,30	2624,6	0,9441	7,7673
0,04	75,87	0,0010264	3,999	317,62	2636,3	1,0261	7,6710
0,05	81,33	0,0010299	3,243	340,53	2645,2	1,0912	7,5923
0,10	99,62	0,0010432	1,696	417,47	2674,9	1,3026	7,3579
0,20	120,23	0,0010606	0,8860	504,74	2706,8	1,5306	7,1279
0,30	133,54	0,0010733	0,6055	561,7	2725,5	1,6716	6,9922
0,5	151,84	0,0010927	0,3749	640,1	2748,8	1,8605	6,8221
0,6	158,84	0,0011009	0,3156	670,6	2756,9	1,9311	6,7609
0,7	164,96	0,0011081	0,2728	697,2	2763,7	1,9923	6,7090
0,8	170,41	0,0011149	0,2403	720,9	2769,0	2,0461	6,6630
0,9	175,36	0,0011213	0,2149	742,7	2773,7	2,0945	6,6223
1,0	179,88	0,0011273	0,1945	762,4	2777,8	2,1383	6,5867
1,5	198,28	0,0011538	0,1317	844,5	2791,8	2,3148	6,4458
2,0	212,37	0,0011768	0,09961	908,6	2799,2	2,4471	6,3411
3,0	233,83	0,0012164	0,06663	1008,4	2803,1	2,6455	6,1859
4,0	250,33	0,0012520	0,04977	1087,5	2800,6	2,7965	6,0689
5,0	263,91	0,0012858	0,03943	1154,2	2793,9	2,9210	5,9739
6,0	275,56	0,0013185	0,03243	1213,9	2784,4	3,0276	5,8894
7,0	285,80	0,0013510	0,02738	1267,6	2772,3	3,1221	5,8143
8,0	294,98	0,0013838	0,02352	1317,3	2758,6	3,2079	5,7448
9,0	303,31	0,0014174	0,02049	1363,9	2742,6	3,2866	5,6783
10,0	310,96	0,0014522	0,01803	1407,9	2724,8	3,3601	5,6147
12,0	324,64	0,001527	0,01426	1491,1	2684,6	3,4966	5,4930
14,0	336,63	0,001611	0,01149	1570,8	2637,9	3,6233	5,3731
16,0	347,32	0,001710	0,009319	1649,6	2581,7	3,7456	5,2478
18,0	356,96	0,001839	0,007505	1732,2	2510,6	3,8708	5,1054
20,0	365,72	0,00203	0,00586	1826,8	2410,3	4,0147	4,9280
22,0	373,71	0,00269	0,00378	2009,7	2195,6	4,2943	4,5815

Таблица 3. Параметры сухого насыщенного пара и воды на кривой насыщения (по температурам)

t , °C	p , МПа	v' , м³/кг	v'' , м³/кг	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг	S' , кДж/(кг·К)	S'' , кДж/(кг·К)
1	2	3	4	5	6	7	8
0	0,0006108	0,0010002	206,3	0,000	2500,8	0	9,1544
5	0,0008718	0,0010001	147,2	21,06	2510,0	0,0762	9,0242
10	0,0012271	0,0010004	106,42	42,04	2519,2	0,1511	8,8995
15	0,001704	0,0010010	77,97	62,97	2528,4	0,2244	8,7806
20	0,002337	0,0010018	57,84	83,90	2537,2	0,2964	8,6663
25	0,003167	0,0010030	43,40	104,80	2546,4	0,3672	8,5570
30	0,004241	0,0010044	32,93	125,69	2555,6	0,4367	8,4523
35	0,005622	0,0010060	25,25	146,58	2564,8	0,5049	8,3518
40	0,007375	0,0010079	19,55	167,51	2573,6	0,5723	8,2560
45	0,009582	0,0010099	15,28	188,41	2582,4	0,6385	8,1638
50	0,012335	0,0010121	12,05	209,30	2591,6	0,7038	8,0751
55	0,015741	0,0010145	9,578	230,19	2600,4	0,7679	7,9901
60	0,01992	0,0010171	7,678	251,12	2609,2	0,8311	7,9084
65	0,02501	0,0010199	6,201	272,06	2617,6	0,8935	7,8297
70	0,03116	0,0010228	5,045	292,99	2626,4	0,9550	7,7544
75	0,03855	0,0010258	4,133	313,97	2634,8	1,0157	7,6819
80	0,04736	0,0010290	3,409	334,94	2643,1	1,0752	7,6116
85	0,05780	0,0010324	2,828	355,96	2651,5	1,1342	7,5438
90	0,07011	0,0010359	2,361	376,98	2659,5	1,1924	7,4785
95	0,08452	0,0010396	1,982	398,04	2667,8	1,2502	7,4157
100	0,10132	0,0010435	1,673	419,10	2675,8	1,3071	7,3545
105	0,12080	0,0010474	1,419	440,20	2683,3	1,3632	7,2959
110	0,14327	0,0010515	1,210	461,34	2691,3	1,4185	7,2386
115	0,16906	0,0010558	1,037	482,53	2698,8	1,4725	7,1833
120	0,19854	0,0010603	0,8917	503,7	2706,3	1,5278	7,1289
125	0,23208	0,0010649	0,7704	525,0	2713,5	1,5814	7,0778
130	0,27011	0,0010697	0,6683	546,4	2720,6	1,6345	7,0271
135	0,3130	0,0010747	0,5820	567,7	2727,3	1,6869	6,9781
140	0,3614	0,0010798	0,5087	589,1	2734,0	1,7392	6,9304
145	0,4155	0,0010851	0,4461	610,4	2740,3	1,7907	6,8839
150	0,4760	0,0010906	0,3926	632,2	2746,5	1,8418	6,8383
155	0,5433	0,0010962	0,3465	653,6	2752,4	1,8924	6,7939
160	0,6180	0,0011021	0,3068	675,3	2757,8	1,9427	6,7508
165	0,7008	0,0011081	0,2725	697,5	2763,7	1,9925	6,7081
170	0,7920	0,0011144	0,2426	719,3	2768,7	2,0419	6,6666
175	0,8925	0,0011208	0,2166	741,1	2773,3	2,0909	6,6256
180	1,0027	0,0011275	0,1939	763,3	2778,4	2,1395	6,5858
185	1,1234	0,0011344	0,1739	785,4	2782,5	2,1876	6,5465
190	1,2553	0,0011415	0,1564	807,6	2786,3	2,2358	6,5075

Продолжение табл. 3

$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$v', \text{м}^3/\text{кг}$	$v'', \text{м}^3/\text{кг}$	$i', \text{кДж/кг}$	$i'', \text{кДж/кг}$	$S', \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$	$S'', \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$
1	2	3	4	5	6	7	8
195	1,3989	0,0011489	0,1409	829,8	2789,7	2,2835	6,4699
200	1,5550	0,0011565	0,1272	852,4	2793,0	2,3308	6,4318
205	1,7245	0,0011644	0,1150	875,0	2795,5	2,3777	6,3945
210	1,9080	0,0011726	0,1044	897,6	2798,0	2,4246	6,3577
215	2,1062	0,0011812	0,09465	920,7	2800,1	2,4715	6,3212
220	2,3202	0,0011900	0,08606	943,7	2801,4	2,5179	6,2848
225	2,5504	0,0011992	0,07837	967,2	2802,6	2,5640	6,2488
230	2,7979	0,0012087	0,07147	990,2	2803,1	2,6101	6,2132
235	3,0635	0,0012187	0,06527	1014,0	2803,4	2,6561	6,1780
240	3,3480	0,0012291	0,05967	1037,5	2803,1	2,7022	6,1425
245	3,6524	0,0012399	0,05462	1061,8	2802,6	2,7478	6,1073
250	3,978	0,0012512	0,05005	1086,1	2801,0	2,7934	6,0721
255	4,325	0,0012631	0,04591	1110,3	2788,9	2,8395	6,0365
260	4,694	0,0012755	0,04215	1135,0	2796,4	2,8851	6,0014
265	5,088	0,0012886	0,03872	1160,2	2793,4	2,9308	5,9658
270	5,505	0,0013023	0,03560	1185,3	2789,7	2,9764	5,9298
275	5,949	0,0013168	0,03275	1210,8	2785,1	3,0225	5,8938
280	6,419	0,0013321	0,03013	1236,8	2779,6	3,0685	5,8573
285	6,918	0,0013483	0,02774	1263,2	2773,3	3,1146	5,8201
290	7,445	0,0013655	0,02553	1290,0	2766,2	3,1610	5,7824
295	8,002	0,0013839	0,02351	1317,2	2758,3	3,2079	5,7443
300	8,592	0,0014036	0,02164	1344,8	2749,1	3,2548	5,7049
305	9,213	0,001425	0,01992	1373,3	2739,0	3,3025	5,6647
310	9,869	0,001447	0,01831	1402,2	2727,3	3,3507	5,6233
315	10,561	0,001472	0,01683	1431,9	2714,3	3,3997	5,5802
320	11,290	0,001499	0,01545	1462,0	2699,6	3,4495	5,5354
325	12,057	0,001529	0,01417	1493,4	2683,3	3,5002	5,4893
330	12,864	0,001562	0,01297	1526,1	2665,7	3,5521	5,4412
335	13,715	0,001599	0,01184	1559,6	2645,2	3,6057	5,3905
340	14,608	0,001639	0,01078	1594,8	2621,8	3,6605	5,3361
345	15,547	0,001686	0,009771	1632,0	2595,4	3,7183	5,2770
350	16,537	0,001741	0,008805	1671,4	2564,4	3,7786	5,2117
355	17,577	0,001807	0,007869	1714,1	2527,2	3,8439	5,1385
360	18,674	0,001894	0,006943	1761,4	2481,1	3,9163	5,0530
365	19,830	0,00202	0,00600	1817,5	2420,8	4,0009	4,9463
370	21,053	0,00222	0,00493	1892,4	2330,8	4,1135	4,7951
375	22,087	0,00280	0,00361	2031,9	2171,7	4,3258	4,5418

Таблица 4. Термодинамические свойства фреона-12 на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$v_d, \text{м}^3/\text{кг}$	$v_l, \text{м}^3/\text{кг}$	$i_d, \text{кДж/кг}$	$i_l, \text{кДж/кг}$	$S_d, \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$	$S_l, \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$
-39	0,06730	0,0006605	0,2337	384,06	554,63	4,0513	4,7797
-35	0,08076	0,0006658	0,1973	387,46	556,59	4,0655	4,7759
-30	0,10044	0,0006725	0,1613	391,73	559,06	4,0832	4,7716
-25	0,12369	0,0006793	0,1331	396,07	561,54	4,1007	4,7675
-20	0,15094	0,0006868	0,1107	400,44	563,96	4,1180	4,7642
-15	0,18257	0,0006940	0,09268	404,92	566,39	4,1353	4,7610
-10	0,21904	0,0007018	0,08713	409,44	568,82	4,1525	4,7583
-5	0,26080	0,0007092	0,08635	414,00	571,16	4,1695	4,7558
0	0,30848	0,0007173	0,08667	418,65	573,51	4,1865	4,7536
+5	0,36234	0,0007257	0,08663	423,34	578,81	4,2033	4,7515
+10	0,42289	0,0007342	0,08620	428,11	578,07	4,2201	4,7498
+15	0,49094	0,0007435	0,08648	432,97	580,29	4,2368	4,7481
+20	0,56653	0,0007524	0,08617	437,87	582,42	4,2534	4,7466
+25	0,65062	0,0007628	0,08673	442,81	584,48	4,2699	4,7451
+30	0,74324	0,0007734	0,08643	447,83	586,44	4,2864	4,7437

Таблица 5. Термодинамические свойства аммиака на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$v_d, \text{м}^3/\text{кг}$	$v_l, \text{м}^3/\text{кг}$	$i_d, \text{кДж/кг}$	$i_l, \text{кДж/кг}$	$S_d, \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$	$S_l, \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$
-50	0,0409	0,001425	2,623	193,4	1608,1	3,3000	9,6204
-45	0,0546	0,001437	2,007	215,6	1616,5	3,3767	9,5199
-40	0,0718	0,001449	1,550	237,8	1624,9	3,4730	9,4245
-35	0,0932	0,001462	1,215	260,0	1632,8	3,5672	9,3341
-30	0,1195	0,001476	0,963	282,2	1640,8	3,6601	9,2486
-25	0,1516	0,001490	0,771	304,4	1648,3	3,7514	9,1674
-20	0,1902	0,001504	0,624	327,4	1655,4	3,8410	9,0895
-15	0,2363	0,001519	0,509	350,0	1662,6	3,9293	9,0150
-10	0,2909	0,001534	0,418	372,6	1669,3	4,0164	8,9438
-5	0,3549	0,001550	0,347	395,6	1675,1	4,1022	8,8756
0	0,4294	0,001566	0,290	418,7	1681,0	4,1868	8,8094
5	0,5517	0,001583	0,244	441,7	1686,4	4,2705	8,7458
10	0,6150	0,001601	0,206	465,2	1691,0	4,3530	8,6838
15	0,7283	0,001619	0,175	488,6	1695,6	4,4346	8,6240
20	0,8572	0,001639	0,149	512,5	1699,4	4,5155	8,5658
25	1,0027	0,001659	0,128	536,3	1703,2	4,5954	8,5092
30	1,1665	0,001680	0,111	561,1	1707,7	4,6746	8,4536
35	1,3499	0,001702	0,096	584,9	1708,2	4,7528	8,3991
40	1,5544	0,001726	0,083	609,2	1709,9	4,8307	8,3455
45	1,7814	0,001750	0,073	633,9	1710,7	4,9078	8,2928
50	2,0326	0,001777	0,064	659,0	1711,1	4,9840	8,2400

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава 1. Твердые, жидкие и газообразные топлива	4
§ 1.1. Состав топлива	4
§ 1.2. Характеристики топлива	9
§ 1.3. Объем воздуха. Объем и масса продуктов сгорания	16
§ 1.4. Энтальпия продуктов сгорания и воздуха	28
Глава 2. Котельные установки	32
§ 2.1. Тепловой баланс, коэффициент полезного действия и расход топлива котельного агрегата	32
§ 2.2. Характеристики топочных устройств	52
§ 2.3. Расчет теплообмена в топочных устройствах	55
§ 2.4. Расчет конвективных поверхностей нагрева котельного агрегата	71
§ 2.5. Золы и шлаки и низкотемпературная коррозия	88
§ 2.6. Дутьевые и тяговые устройства	92
§ 2.7. Расчет дымовой трубы на рассеивание в атмосфере загрязняющих веществ	102
§ 2.8. Теплообменные аппараты	106
§ 2.9. Питательные устройства	109
§ 2.10. Определение величины продувки и расчет расширителя (сепаратора) непрерывной продувки	111
Глава 3. Паровые турбины	113
§ 3.1. Рабочий процесс в турбинной ступени	113
§ 3.2. Потери в ступенях турбины. Коэффициенты полезного действия ступеней турбины	126
§ 3.3. Определение размеров сопл и рабочих лопаток	137
§ 3.4. Коэффициенты полезного действия, мощности и расход пара турбины	142
§ 3.5. Конденсаторы паровых турбин	153
Глава 4. Газовые турбины и газотурбинные установки	159
§ 4.1. Газовые турбины	159
§ 4.2. Газотурбинные установки (ГТУ)	167
Глава 5. Двигатели внутреннего сгорания	174
§ 5.1. Параметры, характеризующие работу двигателя	174
§ 5.2. Тепловой баланс двигателя	187
Глава 6. Компрессоры, вентиляторы и холодильные установки	195
§ 6.1. Компрессоры	195
§ 6.2. Вентиляторы	206
§ 6.3. Холодильные установки	209
Глава 7. Тепловые электрические станции	214
§ 7.1. Показатели режима работы электрических станций	214
§ 7.2. Показатели, характеризующие экономичность тепловых электрических станций	218
Глава 8. Теплоснабжение предприятий промышленности	231
§ 8.1. Расчет расхода теплоты при теплоснабжении предприятий	231
§ 8.2. Техничко-экономические показатели работы системы теплоснабжения	234
Глава 9. Вторичные энергоресурсы	236
§ 9.1. Использование теплоты уходящих котельных газов для получения горячей воды и пара	236
§ 9.2. Использование теплоты уходящих печных газов для получения пара	239
Приложение	243